



Procédé de stockage d'énergie solaire thermique par adsorption pour le chauffage des bâtiments : Modélisation et Simulation numérique

Parfait Tatsidjoudoung

► To cite this version:

Parfait Tatsidjoudoung. Procédé de stockage d'énergie solaire thermique par adsorption pour le chauffage des bâtiments : Modélisation et Simulation numérique. Thermique [physics.class-ph]. Université de Grenoble, 2014. Français. <tel-01087383>

HAL Id: tel-01087383

<https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01087383>

Submitted on 26 Nov 2014

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE

Spécialité : **Énergétique et Génie des Procédés**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

Parfait TATSIDJODOUNG

Thèse dirigée par **Lingai LUO**
codirigée par **Nolwenn LE PIERRÈS**

préparée au sein du **Laboratoire LOCIE**
dans l'**École Doctorale SISEO**

Procédé de stockage d'énergie solaire thermique par adsorption pour le chauffage des bâtiments : Modélisation et Simulation numérique

Thèse soutenue publiquement le **26 Mai 2014**,
devant le jury composé de :

M. Yao AZOUMAH

Professeur LESEE / Fondation 2iE, (Président du jury)

M. Marc CLAUSSE

Professeur ESIEE Paris, (Rapporteur)

M. Frédéric KUZNIK

Maître de Conférence-HDR CETHIL / INSA DE LYON, (Rapporteur)

M. Jean-Luc HUBERT

EDF R&D-Département Enerbat, (Examineur)

Mme Lingai LUO DONG

Directrice de recherche LTN, (Directrice de thèse)

Mme Nolwenn LE PIERRÈS

Maître de Conférence-HDR LOCIE, (Co-Directrice de thèse)

*Université Joseph Fourier / Université Pierre Mendès France /
Université Stendhal / Université de Savoie / Grenoble INP*



REMERCIEMENTS

Avant toutes choses et comme le suggère la coutume, je souhaiterais sincèrement remercier l'ensemble des membres qui ont accepté de constituer mon jury de thèse.

Je tiens donc à remercier Frédéric KUZNIK et Marc CLAUSSE pour leur lecture attentive de ce manuscrit et leurs remarques constructives. Merci à Yao AZOUMAH et Jean-Luc HUBERT d'avoir accepté d'endosser le rôle d'examineur.

Je souhaite remercier Lingai LUO DONG et Benoit STUTZ, Directeurs successifs du Laboratoire Locie pour leur accueil chaleureux et pour avoir facilité mon intégration au sein des équipes de recherche.

Ce manuscrit marque l'aboutissement de plusieurs années d'un travail ponctué de nombreux moments de joie et, il faut bien l'avouer, de quelques moments de désespoir et de tristesse, bien vite surmontés, tant cette expérience fut enrichissante. Durant ces années, le plaisir que j'ai eu à réaliser ce travail fut intimement lié à celui que j'ai eu à côtoyer nombre de personnes que je me dois à présent de remercier.

Je souhaiterais remercier en premier lieu Mesdames Lingai LUO DONG et Nolwenn LE PIERRES, pour la confiance qu'elles m'ont accordée lorsqu'elles m'ont confié ce travail de recherche. J'exprime ma profonde gratitude pour leur générosité, leur patience, leur disponibilité bienveillante et leurs encouragements durant ces trois années de thèse.

Je voudrais également remercier ceux qui ont contribué à ce travail au travers du projet STAID avec lesquels j'ai été amené à collaborer : Kevyn JOHANNES (INSA de Lyon), Julien HEINTZ (ex-Cetiat) et Davy LAGRE (Cetiat), Frédéric Stevens (Edf R&D), Aline AUROUX (Ircelyon) et Simona BENNICI (Ircelyon). Mes remerciements vont également à l'ensemble des équipes de Edf pour m'avoir, à un moment, accueilli sur leur site des renardières pendant le déroulement de cette thèse.

Nombreuses sont les personnes que j'aimerais remercier pour avoir contribué au plaisir que j'ai eu à me rendre tous les matins dans un laboratoire qui s'apparente encore aujourd'hui, et à bien des égards, à ma deuxième maison. Je souhaite pour cela commencer par Thierry GOLDIN, technicien « émérite » (pourquoi pas ?) du laboratoire, pour ces moments de « poésie » endiablés. Mon cher Thierry, bien que n'ayant eu l'occasion de collaborer directement sur le montage d'un banc expérimental, tu as su trouver le moyen de me faire profiter de ton savoir et de ta grande sagesse. Mes remerciements vont également à son jeune « padawan » Cedric POINARD et à l'ensemble du formidable personnel administratif et technique du Locie pour toute leur générosité et leur travail irréprochable qui contribue à améliorer le quotidien du laboratoire. Je pense notamment à Martine VILLARD, Isabelle D'ERRICO, Elisabeth DESBOS et Jonathan OUTIN.

Remerciements

Je voudrais également remercier mes collègues (et ex-collègues) doctorants Yannick-Ariel KEDOWIDE, Guillaume LEPAGE, Noamen OMRI, Madi KABORE (dit le Prince), Xiaofeng GUO, Sébastien WULLENS, Jeanne GOFFART, Michael RABOUILLE, Igor KIPER, Carolina FLORES, Marie SWIATEK, Mathieu EYMARD, Adrien DEPEYRE, Julien BERGER et j'en oublie certainement, pour leur bonne humeur et leur aide durant ces trois années. Qu'ils sachent que je garderais en mémoire tous les bons moments passés ensemble.

Ces remerciements n'auraient pas de valeur à mes yeux sans une très grande pensée à mes chers parents, à mes sœurs et à mon frère. Ce manuscrit n'est certes pas à la hauteur de ma reconnaissance, mais je tiens à vous le dédier. Merci pour votre confiance et soutien sans fin et inconditionnel. Que Dieu vous protège et que vous trouvez ici mon amour éternel.

Je terminerai en beauté en me tournant vers ma chère et tendre compagne Bernadette, à qui j'adresse mes pensées les plus affectueuses pour lui exprimer ma gratitude pour sa patience et ses encouragements, particulièrement durant les derniers mois de cette aventure. Merci d'être là à mes côtés pour m'épauler et me donner la force d'avancer et aller toujours plus loin.

RÉSUMÉ

Les systèmes de stockage de chaleur par sorption (SSCS) ouvrent de nouvelles perspectives dans l'exploitation de l'énergie solaire pour le chauffage des bâtiments résidentiels. En effet, ces systèmes sont très prometteurs dans la mesure où ils permettent un stockage de chaleur sur de longues périodes (le stockage est réalisé sous forme de potentiel chimique) et offrent des densités énergétiques importantes (jusqu'à 230 kWh/m^3 de matériau en moyenne) en comparaison aux systèmes classiques comme le stockage par chaleur sensible (qui, pour le cas de l'eau, dispose d'une densité énergétique moyenne d'environ 81 kWh/m^3 de matériau pour une variation de 70°C) et le stockage par chaleur latente (qui atteint des densités énergétiques de 90 kWh/m^3 de matériau).

La présente thèse vise à étudier les performances d'un système de stockage de chaleur par sorption à base de zéolithe 13X intégré à un bâtiment type basse consommation. Des modèles mathématiques de transferts couplés de masse et de chaleur des différents composants du système sont développés et validés par le biais de l'expérimentation. La simulation numérique dynamique, comme outil de dimensionnement, permet, à partir des résultats d'analyses de sensibilité paramétrique sur les différents composants du système, l'étude de son fonctionnement et les critères de sa faisabilité.

Mots clés : stockage de chaleur, adsorption, zéolithe 13X, modélisation, capteur solaire, simulation numérique

ABSTRACT

Sorption heat storage systems (SHSS) open new perspectives for solar heating of residential buildings. These systems allow long term heat storage (storage is done in the form of chemical potential) and offer high energy densities (up to 230 kWh/m³ of material on average) compared to conventional heat storage systems such as sensible heat storage (which, for the case of water, has an average energy density of approximately 81 kWh/m³ of material for a temperature change of 70 °C) and latent heat storage (nearly reaching energy densities of 90 kWh/m³ of material on average).

This thesis aims to study the performance of a sorption solar heat storage system on zeolite 13X, integrated to low-energy building. Mathematical models of coupled heat and mass transfer of various components of the system are developed and validated through experimentation. Numerical dynamic simulations, as a tool for the design of the SHSS, allow to study its functioning and to establish specific criteria of its feasibility through the results from the parametric sensitivity analysis on its components.

Keywords: sorption, adsorption, heat storage, solar thermal storage, seasonal storage, long-term storage, energy systems and processes, zeolite 13X/water, dynamic simulation, prototype, experiments, solar energy, heating.

Table des matières

Remerciements	i
Résumé	iii
Abstract	v
Table des matières	vii
Liste des Figures.....	xi
Liste des Tableaux.....	xxi
Nomenclature	xxiii
Introduction générale.....	1
Chapitre I : État de l’art sur le stockage de chaleur par sorption et par voie thermochimique pour l’habitat	5
I.1. Introduction	7
I.2. État de l’art sur les couples thermochimiques et de sorption	8
I.2.1 État de l’art sur les couples de physisorption	9
I.2.1.1 Cas des sorbants solides (adsorption/désorption).....	9
I.2.1.2 Cas des sorbants liquides (adsorption/désorption)	15
I.2.2 Cas de la chimisorption.....	16
I.2.3 Les composites chimiques	21
I.3. Choix du couple étudié.....	23
I.4. Etat de l’art sur les systèmes de sorption	25
I.4.1 Les systèmes fermés	25
I.4.2 Les systèmes ouverts.....	27
I.5. Conclusion.....	29
Références	31
Chapitre II : Modélisation du système	37
II.1 Introduction	39
II.2. Présentation du SSCS.....	39
II.2.1. Objectifs.....	39
II.2.2. Description du fonctionnement.....	39
II.3. Outil de modélisation et de simulation.....	41

Table des matières

II.3.1.	Présentation du logiciel.....	41
II.3.2.	Architecture du logiciel.....	41
II.4.	Modélisation des composants du système.....	42
II.4.1.	La maison individuelle.....	42
II.4.1.1.	Description.....	42
II.4.1.2.	Structure des façades	43
II.4.1.3.	Les apports internes	45
II.4.2.	Modélisation du Capteur solaire thermique.....	48
II.4.2.1.	Choix de la configuration	48
II.4.2.2.	Modélisation du tube	50
II.4.3.	Modélisation du réacteur de sorption.....	57
II.4.3.1.	Description du système.....	59
II.4.3.2.	Formulation mathématique du modèle	66
II.4.4.	Modélisation des composants auxiliaires.....	72
II.5.	Conclusion.....	72
	Références	75
Chapitre III : Expérimentation et analyse des performances du capteur solaire thermique et du stockage de zéolithe		79
III.1.	Introduction	81
III.2.	Le capteur solaire.....	81
III.2.1	Description de l'installation	81
III.2.1.1	Objectif.....	81
III.2.1.2	Principe.....	81
III.2.2	Protocole expérimental et méthodologie	82
III.2.2.1	Description du banc expérimental	82
III.2.2.2	Acquisition des données – Variables mesurées.....	84
III.2.2.3	Variables calculées	87
III.2.3	Résultats expérimentaux et Analyse des performances	90
III.2.3.1	Résultats des tests	90
III.2.3.2	Validation du modèle mathématique	91
III.2.3.3	Exploitation des résultats de simulation : Analyse énergétique et exergetique	98
III.3.	Le réacteur de sorption	100
III.3.1	Description de l'installation	100

Table des matières

III.3.1.1	Objectif	100
III.3.1.2	Principe	100
III.3.1.3	Description du banc expérimental	101
III.3.1.4	Acquisition des données – Variable mesurées	103
III.3.1.5	Protocole expérimental	105
III.3.1.6	Variables calculées	107
III.3.2	Résultats des mesures et Analyse des performances	110
III.3.2.1	Validation expérimentale.....	110
III.3.2.2	Exploitation des résultats expérimentaux : Analyse énergétique et exergetique 127	
III.4.	Conclusion	133
	Références	135
	Chapitre IV : Analyse des performances des composants du SSCS – Étude de cas.....	137
IV.1.	Introduction	139
IV.2.	Analyse des performances	139
IV.2.1	Méthodologie	139
IV.2.2	Analyse en phase de charge	139
IV.2.2.1.	Etude de l’effet de la température et de l’humidité absolue de l’air sur la charge du stockage de zéolithe	139
IV.2.2.2.	Effet du diamètre du tube d’admission.....	141
IV.2.2.3.	Effet du nombre et tube et du débit de circulation d’air	142
IV.2.3	Analyse en phase de décharge	143
IV.2.3.1.	Influence du débit de circulation et de l’humidité de l’air	144
IV.2.3.2.	Cas de l’utilisation d’un humidificateur	144
IV.3.	Etude de cas : Dimensionnement du SSCS pour le chauffage d’une habitation BBC située en zone H1c.....	145
IV.3.1.	Les zones climatiques	145
IV.3.2.	Estimation des besoins de chauffage (puissance et énergie)	146
IV.3.3.	Fonctionnement en décharge du SSCS	150
IV.3.4.	Fonctionnement en charge	156
IV.4.	Conclusion	158
	Références	161
	Conclusion generale et perspectives.....	163
	Annexes	169

Table des matières

Annexe I	171
I.1. Propriétés de l'air humide.....	171
I.1.1. La pression de vapeur saturante	171
I.1.2. L'humidité relative HR et humidité absolue X	171
I.1.3. L'enthalpie et l'entropie spécifique.....	172
I.1.4. La capacité spécifique	173
I.1.5. L'énergie spécifique interne.....	174
I.1.6. La densité	174
I.1.7. La viscosité dynamique	174
I.1.8. La conductivité thermique.....	175
I.1.9. Le nombre de Prandtl	176
I.2. Modélisation d'un volume d'air humide avec échanges couplés de masse et de chaleur avec son environnement.....	176
I.3. Corrélations pour le calcul du rayonnement solaire direct et diffus sur un plan incliné 177	
I.4. Corrélations pour le calcul des angles θ_t et θ_L , respectivement projection transversale et projection longitudinale de l'angle d'incidence θ_i sur les plans transversal et longitudinal des tubes	179
I.5. Détermination des coefficients de transfert convectif ($h_{conv1, ext}$, $h_{convad, 1}$, $h_{convad, 2}$, $h_{conv2, 2}$)	181
I.6. Perte de charge.....	183
I.7. Méthode par interpolation appliqué au calcul de la perte de charge dans le régime transitoire	185
I.8. Modélisation des composants auxiliaires	186
I.8.1. Le ventilateur.....	186
I.8.2. Les échangeurs de chaleur.....	188
Annexe II.....	193
II.1. Essai à vide : Résultats expérimentaux et détermination de la perméabilité à vide des modules.....	193
II.2. Expérimentation sur le capteur solaire à tubes sous-vide : Présentation des résultats expérimentaux	195
II.3. Fiche descriptive de la zéolithe utilisée	202
Annexe III	203

Liste des Figures

Figure 1 : Volume requis pour la couverture des besoins annuels de chauffage d'une habitation passive (1850 kWh).....	2
Figure I.1 : Représentation schématisée d'un procédé de physisorption	7
Figure I.2 : Représentation schématisée d'un procédé de chimisorption	7
Figure I.3: Gels de silice schématisés, en vrac et en conditionnés sachet	10
Figure I.4: Courbes caractéristiques de sorption du gel de silice 127 B, SAPO-34 et de la zéolithe 4A : la zone grise représente des conditions opératives de systèmes de sorption (pompes à chaleur, refroidisseurs), à savoir adsorption à 35°C/1.2 kPa et désorption à 150°C/5.6 kPa	10
Figure I.5: Cages de la structure cristalline des zéolithes	13
Figure I.6: Gain de température de l'air produit par l'hydratation de différents sels	17
Figure I.7: Analyses par TG (Thermogravimétrie) et par DSC (Calorimétrie Différentielle à Balayage) de la réaction de déshydratation d'un échantillon de sulfate de magnésium hydraté (38µm-106 µm)	21
Figure I.8: Analyse XRD de la déshydratation du $\text{MgSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ à la vitesse de 1°C/min	21
Figure I.9: Schéma de principe du fonctionnement d'un système thermochimique en cycle fermé et représentation dans le diagramme de Clausius-Clapeyron des points de fonctionnement théoriques à l'équilibre (avec X_z : fraction massique d'eau dans le sorbant).....	26
Figure I.10: Schéma de principe du fonctionnement d'un système thermochimique en cycle ouvert et représentation dans le diagramme de Clausius-Clapeyron des points de fonctionnement théoriques à l'équilibre (avec X_z : fraction massique d'eau dans le sorbant).....	28
Figure II. 1.a : Schéma fonctionnel du système en fonctionnement charge.....	40
Figure II. 2: Architecture du logiciel Dymola	42
Figure II. 3 : Plan de la maison individuelle de type « Mozart »	43
Figure II.4: Enveloppe thermique bâtiment "Mozart".....	45
Figure II. 5 : Scénarios d'apports thermiques et hydriques internes totaux sur une journée de semaine dans une maison de type «Mozart»	47

Liste des Figures

Figure II. 6 : Scénarios d’apports thermiques et hydriques internes totaux un jour de week-end ou de jour férié dans une habitation individuelle de type «Mozart»	47
Figure II. 7 : Configurations courantes de capteurs thermique sous vide : (a) configuration tube en U, (b) Configuration coaxiale I, (c) Configuration coaxiale II.....	49
Figure II. 8 : Configuration, composition et équivalent thermique d’un tube du capteur sur un volume élémentaire du domaine.....	51
Figure II. 9 : Détermination du facteur $(\tau\alpha)_n$: Phénomène d'absorption et réflexion multiples entre les parois S1 et S2	53
Figure II. 10: Projections et définitions des différents angles d’incidence	54
Figure II. 11 : Représentation schématique du modèle d'un tube du capteur thermique : en bleu le circuit d’air dans le tube, en vert le flux thermique en direction ou à l’origine du tube d’admission, en orange le flux thermique en direction ou à l’origine du tube de verre externe.....	57
Figure II. 12: Représentation schématique d’un milieu poreux, où L_e est une estimation de la longueur réelle du parcours d’une molécule du fluide et L la longueur apparente géométrique du milieu poreux.....	61
Figure II. 13: Effet de la taille des pores sur la diffusivité et l'énergie d'activation dans le cas de la diffusion de gaz sur des zéolithes	63
Figure II. 14 : Isothermes de sorption de couples adsorbant/vapeur d'eau à 40°C	64
Figure II. 15 : Evolution de l'isotherme de sorption du couple zéolithe 13X/H ₂ O avec la température de la zéolithe, à différentes valeurs de la pression partielle de vapeur d'eau.....	65
Figure II. 16: Chaleur différentielle de sorption de quelques couples à 40°C	66
Figure II. 17 : Coupe transversale du lit de zéolithe traversé par un écoulement d’air humide : a) fonctionnement en décharge, b) fonctionnement en charge.....	67
Figure II. 18 : Représentation schématique et implémentation logicielle d'un volume élémentaire i du réacteur de sorption.....	71
Figure III. 1 : Dispositif d'admission et de récupération du fluide caloporteur	82
Figure III. 2 : Schéma du banc expérimental du capteur solaire.....	83
Figure III. 3 : Photo du banc expérimental.....	83
Figure III.4 : Conditions météorologiques lors de l’essai 4 sur le site de Chambéry, France .	94

Liste des Figures

Figure III.5 : Conditions météorologiques lors de l'essai 7 sur le site de Chambéry, France .	94
Figure III.7 : Conditions météorologiques lors de l'essai 9 sur le site de Chambéry, France .	94
Figure III.6 : Conditions météorologiques lors de l'essai 8 sur le site de Chambéry, France .	94
Figure III. 9 : Perte de charge au sein du capteur : Débit = 4.4 Nm ³ /h	95
Figure III. 8 : Température de l'air à la sortie de chaque tube du capteur solaire : Débit = 4.4 Nm ³ /h.....	95
Figure III. 10 : Température de l'air à la sortie de chaque tube du capteur solaire : Débit = 4 Nm ³ /h.....	95
Figure III. 11 : Perte de charge au sein du capteur : Débit = 4 Nm ³ /h	95
Figure III. 12 : Température de l'air à la sortie de chaque tube du capteur solaire : Débit = 3 Nm ³ /h.....	96
Figure III. 13 : Perte de charge au sein du capteur : Débit = 3 Nm ³ /h	96
Figure III. 14 : Température de l'air à la sortie de chaque tube du capteur solaire : Débit = 2.5 Nm ³ /h.....	96
Figure III. 15 : Perte de charge au sein du capteur : Débit = 2.5 Nm ³ /h	96
Figure III. 16 : Incident angle modifier de la composante directe du rayonnement solaire incident pour la journée du 06/06/12.....	97
Figure III. 17 : Incident angle modifier de la composante directe du rayonnement solaire incident pour la journée du 14/06/12.....	97
Figure III. 18 : Incident angle modifier de la composante directe du rayonnement solaire incident pour la journée du 17/06/12.....	97
Figure III. 19 : Incident angle modifier de la composante directe du rayonnement solaire incident pour la journée du 18/06/12.....	97
Figure III. 20 : Ventilation de la perte de charge aux bornes du capteur solaire : cas de l'essai 4 (Sim = simulation).....	98
Figure III. 21: Puissances énergétiques échangées au sein du capteur solaire, où Pen _{air} est la puissance énergétique échangée par l'air, Pen _{sol} la puissance solaire incidente, et Pen _{diss} la puissance thermique dissipée par le capteur.....	99
Figure III. 22 : Pertes thermiques convectives (Pen _{diss_conv}) et radiatives (Pen _{diss_rad}), et température moyenne du tube de verre externe (Temp _{moy}) de chacun des tubes du capteur solaire.....	99

Liste des Figures

Figure III. 23 : Puissances exergetiques echangees au sein du capteur solaire, où P_{ex_air} est la puissance exergetique echangee par l'air, P_{ex_sol} la puissance exergetique solaire incidente, P_{ex_detr} la puissance exergetique detruite, P_{ex_diss} la puissance exergetique dissipee, et P_{ex_acc} la puissance exergetique accumulee	99
Figure III. 24 : Efficacite energetique et exergetique du capteur solaire	100
Figure III. 25 : Schéma du banc experimental	101
Figure III. 26 : Banc experimental	102
Figure III. 27 : Représentation d'un module de zeolithe	103
Figure III. 28 : cassette vide avec caillebotis et grille perforée pour le support des billes de zeolithe	103
Figure III. 29: cassette chargee avec billes de zeolithe	103
Figure III. 30 : Schéma technique du banc experimental instrume.....	105
Figure III. 31 : Montage experimental pour les tests d'etancheite des modules (figures a et b) et du banc experimental (figures c et d)	106
Figure III. 32 : Courbes de temperature de l'air a l'entree et a la sortie du M1 lors de l'essai 1	111
Figure III. 33 : Perte de charge aux bornes du M1 lors de l'essai 1	111
Figure III. 34 : Courbe d'evolution de la masse d'eau et de la vitesse de sorption de vapeur d'eau pour 3 volumes elementaires donnes au sein du lit de zeolithe lors de l'essai 1	112
Figure III. 35: Humidite absolue de l'air a l'entree et a la sortie du M1 de zeolithe lors de l'essai 1	113
Figure III. 36 : Courbes de temperature de l'air a l'entree et a la sortie du M1 lors de l'essai 2	114
Figure III. 37 : Perte de charge aux bornes du M1 lors de l'essai 2	114
Figure III. 38 : Humidite absolue de l'air a l'entree et a la sortie du M1 lors de l'essai 2.....	115
Figure III. 39 : Masse d'eau et de la vitesse de sorption de vapeur d'eau pour 3 volumes elementaires donnes au sein du lit de zeolithe lors de l'essai 2.....	115
Figure III. 40: Temperature de l'air a l'entree et a la sortie du M1 lors de l'essai 13.....	116

Liste des Figures

Figure III. 41 : Humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie du M1 et masse totale d'eau adsorbée lors de l'essai 13	116
Figure III. 42 : Perte de charge aux bornes du M1 lors de l'essai 13	116
Figure III. 43 : Perte de charge aux bornes du M1 lors de l'essai 14	117
Figure III. 44: Température de l'air à l'entrée et à la sortie du M1 lors de l'essai 14.....	117
Figure III. 45 : Humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie du M1 et masse totale d'eau adsorbée lors de l'essai 14	118
Figure III. 46 : Température de l'air à l'entrée et à la sortie des modules M1 et M2 lors de l'essai 3	118
Figure III. 47 : Humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie du module de zéolithe et masse totale d'eau adsorbée lors de l'essai 3	118
Figure III. 48 : Perte de charge aux bornes des modules M1 et M2 lors de l'essai 3	119
Figure III. 49 : Température de l'air à l'entrée et à la sortie des modules M1 et M2 lors de l'essai 4	120
Figure III. 50 : Perte de charge aux bornes des modules M1 et M2 lors de l'essai 4	120
Figure III. 51 : Humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie des modules M1 et M2 et masse totale d'eau adsorbée lors de l'essai 4	120
Figure III. 52 : Température de l'air à l'entrée et à la sortie des modules M1 et M2 lors de l'essai 9	121
Figure III. 53 : Perte de charge aux bornes des modules M1 et M2 lors de l'essai 9	121
Figure III. 54 : Humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie du module de zéolithe et masse totale d'eau adsorbée lors de l'essai 9	122
Figure III. 55 : Température de l'air à l'entrée et à la sortie des modules M1 et M2 lors de l'essai 10	123
Figure III. 56 : Perte de charge aux bornes des modules M1 et M2 lors de l'essai 10	123
Figure III. 57 : Humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie des modules M1 et M2 et masse totale d'eau adsorbée lors de l'essai 10	123
Figure III. 58 : Température de l'air à l'entrée et à la sortie des modules M1 et M2 lors de l'essai 11	124
Figure III. 59 : Perte de charge aux bornes des modules M1 et M2 lors de l'essai 11	124

Liste des Figures

Figure III. 60 : Humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie des modules M1 et M2 et masse totale d'eau adsorbée lors de l'essai 11	125
Figure III. 61 : Température de l'air à l'entrée et à la sortie des modules M1 et M2 lors de l'essai 12	126
Figure III. 62 : Humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie des modules M1 et M2 et masse totale d'eau adsorbée lors de l'essai 12	126
Figure III. 63 : Perte de charge aux bornes des modules M1 et M2 lors de l'essai 12	127
Figure III. 64 : Puissances énergétiques échangées au sein du module M1 lors de l'essai 11	128
Figure III. 65 : Puissances énergétiques échangées au sein du module M2 lors de l'essai 11	128
Figure III. 66 : Puissances exergétiques échangées au sein du module M1 lors de l'essai 11	129
Figure III. 67 : Puissances exergétiques échangées au sein du module M2 lors de l'essai 11	129
Figure III. 68: Efficacité énergétique et exergétique des modules M1 et M2 lors de l'essai 11	130
Figure III. 69 : Puissances énergétiques échangées au sein du module M1 lors de l'essai 12	130
Figure III. 70 : Puissances énergétiques échangées au sein du module M2 lors de l'essai 12	131
Figure III. 71 : Puissances exergétiques échangées au sein du module M1 lors de l'essai 12	132
Figure III. 72 : Puissances exergétiques échangées au sein du M2 lors de l'essai 12	132
Figure III. 73 : Efficacités énergétique et exergétique des modules M1 et M2 lors de l'essai 12	133
Figure IV. 1 : Evolution de la fraction massique d'eau en fin de charge en fonction de l'humidité absolue et de la température de l'air sur 100 kg de zéolithe, sous un débit d'air de 180 m ³ /h	140
Figure IV. 2 : Evolution annuelle de l'humidité absolue de l'air ambiant dans la zone climatique H1c	140
Figure IV. 3 : Influence du diamètre du tube d'admission sur la perte de charge au sein du capteur (Rayonnement = 700 W/m ² , débit volumique = 5 Nm ³ /h)	141
Figure IV. 4 : Influence du diamètre du tube d'admission sur la température de sortie de l'air du capteur (Rayonnement = 700 W/m ² , débit volumique = 5 Nm ³ /h	142

Liste des Figures

Figure IV. 5 : Evolution de la température de sortie de l'air en fonction du nombre du tube, à rayonnement global ($I = 700 \text{ W/m}^2$) et température d'entrée de l'air (25°C) constants	142
Figure IV. 6 : Evolution de la perte de charge aux bornes du capteur en fonction du nombre du tube, à rayonnement global ($I = 700 \text{ W/m}^2$) et température d'entrée de l'air (25°C) constants	143
Figure IV. 7 : Evolution de la puissance thermique maximum délivrée par le stockage de zéolithe (100 kg de zéolithe) en fonction du débit de circulation, pour différentes valeurs d'humidité absolue de l'air et pour une température d'entrée de 20°C . 144	
Figure IV. 8 : Evolution du gain maximal de température de l'air à la sortie du stockage, en fonction de l'humidité absolue de l'air.....	145
Figure IV. 9 : Carte des zones climatiques de France	146
Figure IV. 10 : Diagramme de modélisation du système pour l'estimation de la puissance moyenne de chauffage et l'énergie consommée cumulée correspondante	147
Figure IV. 11 : Température extérieure de base en hiver pour différentes zones géographiques	148
Figure IV. 12 : Evolution de la température moyenne de la pièce et extérieure sur les 40 JPFs de l'année	149
Figure IV. 13 : Profil d'énergie cumulée et de puissance moyenne de chauffage sur les 40 JPFs de l'année	150
Figure IV. 14 : Schéma de fonctionnement en phase de décharge du SSCS	151
Figure IV. 15: Température de l'air à la sortie du capteur solaire et température extérieure pendant les 40 JPFs	151
Figure IV. 16: Evolution de la température intérieur de l'habitation et de la température extérieure lors du fonctionnement en décharge du SSCS pendant les 40 JPFs...	152
Figure IV. 17: Evolution de la puissance thermique fournie par le stockage de zéolithe et de la masse d'eau adsorbée pendant le fonctionnement en décharge du SSCS.....	153
Figure IV. 18: Evolution de l'humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie du stockage de zéolithe pendant les 40 JPFs.....	153
Figure IV. 19: Evolution de la température intérieure de l'habitation sur les 40 JPFs pour trois différents débits d'extraction d'air	154

Liste des Figures

Figure IV. 20: Evolution de la puissance thermique fournie par le stockage de zéolithe pour trois différents débits d'extraction d'air	154
Figure IV. 21: Evolution de la consommation supplémentaire d'énergie électrique due au stockage de zéolithe par les ventilateurs de soufflage sur les 40 JPFs pour trois différents débits d'extraction d'air	155
Figure IV. 22: Evolution de la masse d'eau adsorbée par le stockage sur les 40 JPFs pour trois différents débits d'extraction d'air	155
Figure IV. 23: Schéma simplifié du circuit de fonctionnement en charge du SSCS	156
Figure IV. 24: Evolution de la température de l'air et de son humidité absolue à l'entrée du stockage de zéolithe pendant le fonctionnement en charge.....	157
Figure IV. 25: Evolution de l'énergie solaire incidente totale, de l'énergie stockée et de la masse d'eau totale désorbée du stockage de zéolithe avec la superficie totale des capteurs solaires thermiques.....	157
Figure IV. 26: Evolution de l'énergie consommée par le ventilateur électrique avec la superficie totale des capteurs solaires thermiques.....	158
Figure A.I. 1 : Représentation schématique des échanges thermiques et massiques entre un volume V et son environnement	176
Figure A.I. 2 : Angle au zénith et angle d'incidence du rayonnement solaire direct sur un plan incliné	178
Figure A.I. 3 : (a) Angle au zénith du soleil (θ_s), azimuth de la surface (γ), azimuth du soleil (γ_s), angle d'inclinaison du plan (β) ; (b) plan montrant l'azimuth du soleil [11]	180
Figure A.I. 4 : Angle d'incidence, angle transversal et angle longitudinal du rayonnement solaire direct incident avec $\gamma=0$	181
Figure A.I. 5 : projection sur le plan du capteur du rayonnement solaire direct incident avec $\gamma \neq 0$	181
Figure A.I. 6 : Coefficients de pertes charges singulières.....	185
Figure A.I. 7 : Courbe de charge et point de fonctionnement d'un ventilateur	187
Figure A.I. 8 : Fonctionnement d'un ventilateur.....	187
Figure A.I. 9: Représentation schématique de 2 configurations d'écoulement au sein d'un échangeur de chaleur	188
Figure A.II. 1 : Conditions météorologiques lors du déroulement des tests	195

Liste des Figures

Figure A.II. 2 : Relevés expérimentaux de la température de l'air à l'entrée de chaque tube et de la perte de charge aux bornes du capteur solaire	195
Figure A.II. 3 : Conditions météorologiques lors du déroulement des tests	196
Figure A.II. 4 : Relevés expérimentaux de la température de l'air à l'entrée de chaque tube et de la perte de charge aux bornes du capteur solaire	196
Figure A.II. 5 : Conditions météorologiques lors du déroulement des tests	196
Figure A.II. 6 : Relevés expérimentaux de la température de l'air à l'entrée de chaque tube et de la perte de charge aux bornes du capteur solaire	197
Figure A.II. 7 : Conditions météorologiques lors du déroulement des tests	197
Figure A.II. 8 : Relevés expérimentaux de la température de l'air à l'entrée de chaque tube et de la perte de charge aux bornes du capteur solaire	197
Figure A.II. 9 : Conditions météorologiques lors du déroulement des tests	198
Figure A.II. 10 : Relevés expérimentaux de la température de l'air à l'entrée de chaque tube et de la perte de charge aux bornes du capteur solaire	198
Figure A.II. 11 : Conditions météorologiques lors du déroulement des tests	198
Figure A.II. 12 : Relevés expérimentaux de la température de l'air à l'entrée de chaque tube et de la perte de charge aux bornes du capteur solaire	199
Figure A.II. 13 : Conditions météorologiques lors du déroulement des tests	199
Figure A.II. 14 : Relevés expérimentaux de la température de l'air à l'entrée de chaque tube et de la perte de charge aux bornes du capteur solaire	199
Figure A.II. 15 : Conditions météorologiques lors du déroulement des tests	200
Figure A.II. 16 : Relevés expérimentaux de la température de l'air à l'entrée de chaque tube et de la perte de charge aux bornes du capteur solaire	200
Figure A.II. 17 : Conditions météorologiques lors du déroulement des tests	200
Figure A.II. 18 : Relevés expérimentaux de la température de l'air à l'entrée de chaque tube et de la perte de charge aux bornes du capteur solaire	201

Liste des Tableaux

Tableau I. 1 : Étude comparative des propriétés des processus de physisorption et de chimisorption.....	7
Tableau I. 2 : Caractéristiques thermochimiques de quelques adsorbants poreux.....	11
Tableau I. 3 : Caractéristiques des zéolithes de type A, X et Y	13
Tableau I. 4 : Couples de matériaux testés au sein de systèmes de stockage de chaleur pour l'habitat.....	16
Tableau I. 5 : Valeurs d'HRD de différents sels à 20°C.....	17
Tableau I. 6 : Caractéristiques thermochimiques de quelques couples de chimisorption.....	18
Tableau I. 7 : Caractéristiques thermochimiques de quelques composites de sorption	23
Tableau II.1 : Composition et propriétés thermophysiques des parois non-vitrées	43
Tableau II. 2 : Caractéristiques thermiques et optiques des parois non-vitrées	44
Tableau II. 3 : Caractéristiques des parois vitrées.....	44
Tableau II. 4: Taux de génération d'humidité liée aux activités humaines dans les bâtiments à usage d'habitation individuelle	48
Tableau II. 5 : Valeurs des coefficients b_i ($i=0,1,2,3,4$) pour le calcul de l'IAM dans le cas de tubes sous-vide.....	54
Tableau III. 1 : Caractéristiques techniques des appareils de mesure	86
Tableau III. 2 : Caractéristiques techniques des principaux composants d'un tube du capteur solaire	91
Tableau III. 3 : Tableau récapitulatif des paramètres expérimentaux et des principaux résultats obtenus	92
Tableau III. 4 : Caractéristiques des appareils de mesures utilisés	104
Tableau III. 5 : Tableau récapitulatif des principaux paramètres des essais menés.....	107
Tableau IV. 1: Modélisation de la commande du dispositif de chauffage	148
Tableau IV. 2 : Température extérieure de base en hiver pour différentes zones géographiques	149

Liste des Tableaux

Tableau A.I. 1 : Coefficients de l'équation d'Antoine pour le cas de la vapeur d'eau	171
Tableau A.I. 2 : Propriétés et Coefficients thermophysiques de l'air sec et de la vapeur d'eau à 0°C et 1 atm	173
Tableau A.I. 3 : Coefficients numériques pour le calcul de la conductivité thermique de l'air sec et de la vapeur d'eau	176
Tableau A.I. 4: Coefficients d'influence pour les écoulements laminaires en régime établi dans des conduites annulaires cylindriques avec flux constant aux parois considérées	183
Tableau A.I. 5 : coefficients d'échanges de quelques types d'échangeurs de chaleur suivant quelques couples de fluides	190
Tableau A.II. 1 : Relevés expérimentaux sur les tests à vide de chacun des modules	194
Tableau A.III. 1 : Caractéristiques météorologiques des 40 jours les plus froids dans la zone H1c.....	203

NOMENCLATURE

A	surface active (m^2)	I_{eff}	rayonnement solaire absorbé au niveau du revêtement absorbant (W/m^2)
a_v	surface de contact solide – gazeux (m^2/m^3)	I_0	densité de rayonnement solaire extra-atmosphère (W/m^2)
C_p	chaleur spécifique à pression constante ($J/(kg.K)$)	k	perméabilité (m^2)
C_v	chaleur spécifique à volume constant ($J/(kg.K)$)	K	Incident Angle Modifier
D	diamètre (m)	κ	constante de Boltzmann
D_e	diffusivité intraparticulaire équivalente (m^2/s)	Kn	nombre de Knudsen
D_o	diffusivité intraparticulaire de référence (m^2/s)	K_{ck}	constante de Carman-Kozeny
D_s	coefficient de diffusion surfacique (m^2/s)	k_m	coefficient de transfert massique ($1/s$)
d_m	diamètre moléculaire du gaz (m)	L	longueur (m)
d_p	diamètre moyen des billes (m)	l_G	libre parcours moyen (m)
$\overline{d_{pb}}$	diamètre moyen des pores du lit (m)	\dot{m}	débit massique (kg/s)
e	épaisseur (m)	m	masse (kg)
E_a	energy d'activation de diffusion surfacique (J/mol)	M	module de zéolithe
\dot{E}_n	puissance énergétique échangée (W)	M_m	masse molaire (kg/mol)
\dot{E}_x	puissance exergetique échangée (W)	$mW_{at_{flow}}$	débit de sorption (kg/s)
ΔG	enthalpie libre molaire de Gibbs (J/mol)	N	nombre de tubes de verre sous-vide
ΔH_{RT}	enthalpie de sorption (J/kg de sorbat)	N_{adeq}	Nombre d'adulte équivalent
h	enthalpie spécifique (J/kg)	Nu	nombre de Nusselt
h_{conv}	coefficient d'échange convectif ($W/m^2.K$)	P	pression (Pa)
h_{glo}	coefficient d'échange global ($W/m^2.K$)	Pr	nombre de Prandtl
h_{cond}	coefficient d'échange conductif ($W/(m^2.K)$)	q	flux thermique
HR	humidité relative de l'air (%)	\dot{Q}_R	puissance de sorption (W)
I	rayonnement solaire (W/m^2)	r	rayon (m)
I_T	rayonnement solaire incident sur plan incliné (W/m^2)	R	constante universelle des gaz parfaits ($J/(kg.K)$)
		Re	nombre de Reynolds
		s	entropie spécifique ($J/K.kg$)
		S_{rad}	densité entropique ($W/m^2.K$)
		S_v	densité surfacique spécifique du lit (m^2/m^3)
		T	température (K)
		T_o	température de référence (K)
		T_s	température du soleil (K)
		t_c	temps de charge (s)
		t_d	temps de décharge (s)
		u	vitesse d'écoulement (m/s)
		V	vanne

Nomenclature

X fraction massique d'eau (kg d'eau/kg de composé)

lettres grecques

α coefficient d'adsorption
 β angle d'inclinaison du capteur solaire
 ε émissivité
 ξ porosité
 ϵ rugosité de paroi (m)
 θ_i angle d'incidence du rayonnement solaire
 θ_t projection transversale de l'angle d'incidence du rayonnement solaire
 θ_L projection longitudinale de l'angle d'incidence du rayonnement solaire
 ψ fonction mathématique
 η rendement
 ρ coefficient de reflexion
 μ viscosité dynamique (Pa.s)
 σ constante de Stefan-Boltzmann
 τ coefficient de transmission
 $(\tau\alpha)$ facteur «transmittance-absorptance»

indices

1 fluide 1
 2 fluide 2
 a ambiant
 abs absorbé
 ac anneau cylindrique
 ad adsorption
 ah air humide
 as air sec
 b direct sur plan horizontal
 bT direct sur plan incliné
 capt capteur solaire thermique
 cg corps gris
 ch chimique
 d diffus sur plan horizontal

des désorption
 detr détruite
 dif diffus
 dir direct
 diss dissipé
 dT diffus sur plan incliné
 en énergétique
 ex exergetique
 eq équivalent
eff efficace
eq équilibre
f fluide
 form formation
 g1 tube de verre externe
 g2 tube de verre interne
 glo global
 hor horizontal
 hab habitable
 i composé i
 in entrée
 inc incident
 lin linéique
 moy moyen
 n normal
 out sortie
 prod produits
 react réactifs
 RT réacteur thermochimique
 sky ciel
 sing singulier
 sol solaire
 std standard
 T incliné
 tcm thermochimique
 v vapeur d'eau
 z zéolithe

Exposant

c charge
 d décharge

INTRODUCTION GÉNÉRALE

En 2010, la part de la consommation mondiale d'énergie finale imputable au secteur résidentiel-tertiaire a constitué près de 45 % du total, ce qui en fait le 1^{er} poste de consommation d'énergie juste devant le transport (31 %), l'industrie (21 %) et l'agriculture (3%) [3]. Bien que les tendances actuelles sur ce poste de consommation soient à la baisse, le secteur résidentiel-tertiaire constituera encore pas moins de 40 % de la consommation mondiale d'énergie finale dans les prochaines années. Dès lors, avec une perspective de raréfaction des ressources fossiles et une tendance à la hausse de leur prix, on assiste à une prise de conscience internationale sur la nécessité d'une consommation plus intelligente de l'énergie (à travers notamment une amélioration de l'efficacité des systèmes énergétiques) et la diversification des sources d'énergie avec notamment l'augmentation de la contribution des sources d'énergies nouvelles et renouvelables au sein du mix énergétique. C'est ainsi qu'au sein de l'Union Européenne, la directive européenne 2010/31/UE impose aux Etats membres de mettre en place des mesures qui répondent à deux grands objectifs à l'horizon 2020 : limiter les émissions de CO₂ (principal gaz responsable de l'effet de serre contribuant au réchauffement climatique) et réduire la dépendance aux ressources fossiles. Dans une telle perspective, le recours au solaire thermique pour le chauffage des locaux et la production d'eau chaude sanitaire apparaît comme une solution à l'atteinte des objectifs fixés. Au sein de la consommation d'énergie finale des bâtiments à usage d'habitation, le chauffage et la production d'eau chaude sanitaire (ECS) apparaissent en effet comme les postes les plus importants de consommation, avec respectivement 53 % et 16 % des parts [4]. Une valorisation efficace de la ressource solaire thermique au sein de ce secteur, étant donné son intermittence, amène à considérer la question du stockage de chaleur comme indispensable. L'enjeu principal est de développer des systèmes de stockage capables de capter et de stocker la ressource thermique disponible pendant les périodes d'ensoleillement et de la restituer aux moments où la demande de chaleur est présente. Il s'agit de trouver des solutions pour mettre en adéquation temporelle l'offre et la demande en chaleur.

C'est dans ce contexte que s'inscrit le projet STAID (Seasonal Thermochemical heAt storage In buildDings) soutenu par le programme ANR-2010-STKE-009, et dont ce travail de thèse en constitue une composante. L'objectif général recherché est l'étude d'un système de stockage d'énergie solaire thermique par procédé de sorption pour l'habitat. Il s'agit à partir de modèles numériques validés des différents composants du système, de réaliser un dimensionnement de celui-ci et de proposer, à partir des résultats de la simulation numérique, des stratégies de fonctionnement sur la base de critères énergétiques bien définis. La compacité des systèmes étant un des défis liés à leur intégration au sein des habitations, le stockage développé devra disposer d'une densité énergétique suffisante pour à la fois couvrir les besoins énergétiques liés au chauffage et minimiser le volume du système par comparaison aux dispositifs de stockage thermique traditionnels (ECS par exemple). La couverture des besoins thermique de chauffage avec un tel système pose la question de la durée de stockage

qui selon l'utilisation peut être de quelques heures à une journée ou de plusieurs mois dans le cadre d'un stockage inter-saisonnier du surplus de chaleur produit en été et restitué en hiver.

La réalisation des défis sus-mentionnés a orienté la réflexion sur des systèmes de stockage par sorption ou thermochimiques, qui sont très prometteurs dans la mesure où ceux-ci offrent des densités énergétiques importantes (120 kWh/m^3 - 500 kWh/m^3 de matériau en moyenne [1, 2]) en comparaison aux systèmes classiques comme le stockage par chaleur sensible (qui pour le cas de l'eau, dispose d'une densité énergétique moyenne d'environ 81 kWh/m^3 de matériau pour une variation de 70°C) et le stockage par chaleur latente (qui atteint des densités énergétiques de 120 kWh/m^3 de matériau [1, 2]). La Figure IV.1 présente une comparaison, sur la base de densités énergétiques moyennes, du volume de matériaux nécessaire à la couverture totale des besoins de chauffage (1850 kWh) d'une habitation passive moyenne suivant le type de mode de stockage utilisé.

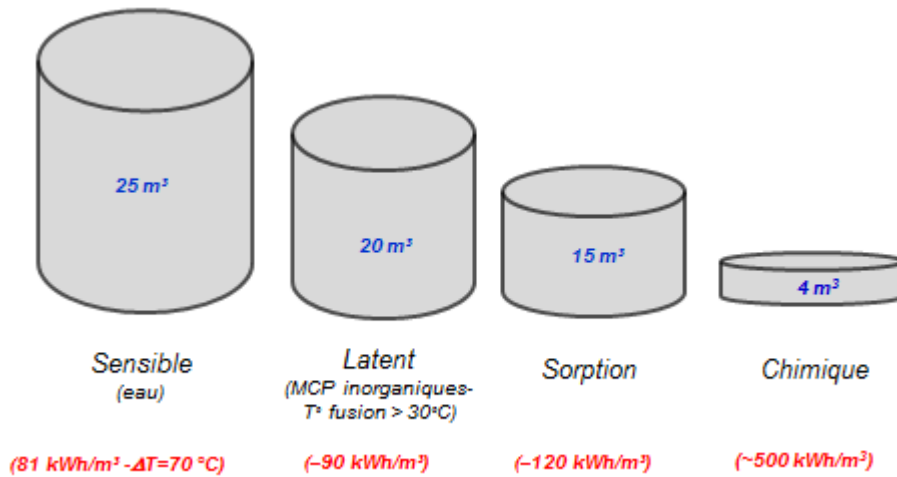


Figure 2 : Volume requis pour la couverture des besoins annuels de chauffage d'une habitation passive (1850 kWh) [3, 4]

En plus de leur densité de stockage élevée, les systèmes de stockage par sorption ou thermochimiques permettent d'obtenir des gains de température significatifs et la possibilité de stocker les composés à température ambiante sans risque d'autodécharge du système. Ce qui représente un excellent avantage pour des applications de stockage de chaleur longue-durée.

Le principe du stockage par sorption ou thermochimique consiste à utiliser l'énergie thermique disponible (en été par exemple via des capteurs solaires) pour la désorption d'un fluide appelé sorbat contenu dans un solide ou un liquide appelé sorbant. Le sorbat peut alors être rejeté ou condensé et stocké au sein d'un réservoir à l'aide d'une source froide gratuite tel que le sol ou l'air extérieur. Puis, pendant les périodes de besoins de chaleur, de réaliser l'absorption ou adsorption du sorbat sur le sorbant et produire ainsi de la chaleur qui est récupérée au sein du système.

Dans le cadre du projet STAID, le choix du couple pour le réacteur de sorption s'est porté sur le couple zéolithe/eau. Celui-ci présente en effet un excellent compromis sur les critères précédemment cités. L'objectif est de dimensionner et d'évaluer les performances d'un système de stockage de chaleur utilisant ce couple.

L'organisation de ce manuscrit s'articule en 4 chapitres. Dans un premier chapitre, un état de l'art des matériaux et des systèmes de sorption (adsorption, absorption) et thermochimiques est présenté. Le second chapitre porte sur la modélisation des principaux composants du système de stockage de chaleur. Les modèles sont développés en conditions dynamiques et prennent en compte les transferts de masse et de chaleur au sein des dits composants. Le chapitre 3 est une présentation de l'expérimentation sur ces composants ainsi que sur la validation des modèles mathématiques élaborés au chapitre 2. Le chapitre 4 porte sur la simulation dynamique de l'ensemble du système en vue de son dimensionnement pour la satisfaction des besoins énergétiques de chauffage au sein de l'habitat.

Chapitre I

État de l'art sur le stockage de chaleur par sorption et par voie thermochimique pour l'habitat

I.1. Introduction

Au sein des procédés de sorption, on en distingue deux types selon la nature des liaisons entre le solide/liquide réactif et le gaz réactif (Cf. Tableau I.1) : (i) la sorption physique ou physisorption, qui implique des forces de Van der Waals ou des interactions électrostatiques (interactions de type polarisation, dipôle, quadripôle, liaisons hydrogène) [5], et (ii) la sorption chimique ou chimisorption, qui met en jeu des liaisons de valence entre les couches électroniques (plus fortes), et conduit à la formation d'un nouveau composé chimique.

Tableau I. 1 : Étude comparative des propriétés des processus de physisorption et de chimisorption

PHYSISORPTION	CHIMISORPTION
Liaisons faibles : Forces de Van der Waals/liaisons hydrogènes	Liaisons fortes : modification de la couche électronique
Energie de sorption < 50 kJ/mol de sorbat	Energie de sorption >100 kJ/mol de sorbat
Activation pas requise	Activation souvent requise
Equilibre rapidement atteint	Equilibre souvent lent
La température est un facteur limitant	La température est un catalyseur
Phénomène multicouche (théorie de Brunauer, Emmett et Teller [7], loi de Dubinin-Astakhov [8],...)	Phénomène monocouche (loi de Langmuir [9])

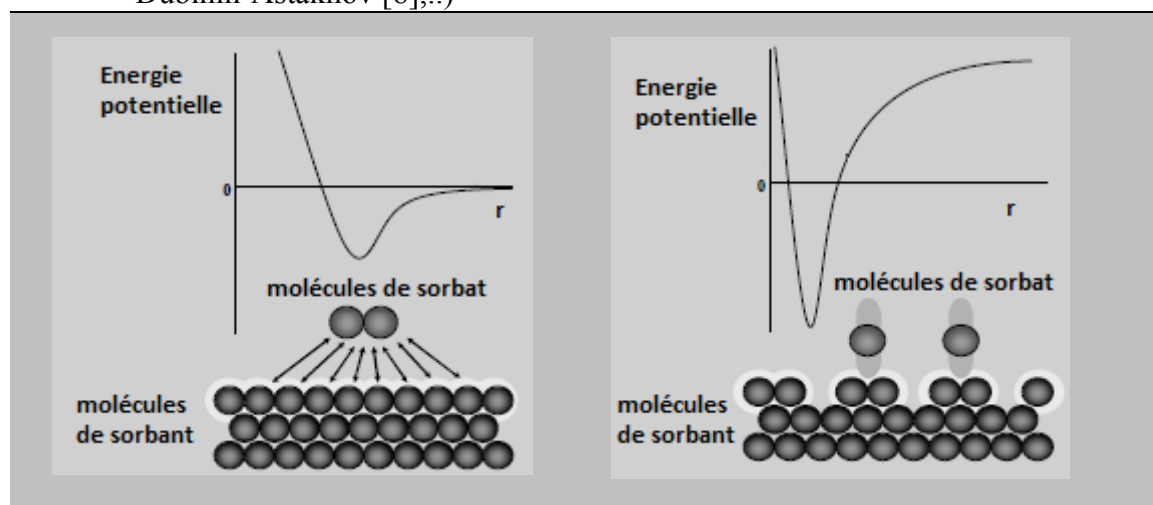


Figure I.1 : Représentation schématique d'un procédé de physisorption

Figure I.2 : Représentation schématique d'un procédé de chimisorption

Le Tableau I.1 présente une étude comparative des principales caractéristiques de chacun de ces processus. On y voit que contrairement à la chimisorption, la physisorption reste majoritairement un phénomène de surface à l'interface entre le sorbant et le sorbat comme le montre les Figures I.1 et I.2.

Ce chapitre présente un panorama des différents matériaux et systèmes thermochimiques et de sorption dédiés au stockage de chaleur au sein des bâtiments résidentiels ou tertiaires. Une étude comparative et critique entre ces différents systèmes est menée afin d'aboutir à la détermination de celui étant le plus adapté à l'application visée au sein de cette étude.

I.2. État de l'art sur les couples thermochimiques et de sorption

Différentes échelles sont utilisées dans la littérature pour caractériser la densité énergétique d'un système de stockage de chaleur par sorption ou par voie thermochimique : l'échelle du matériau, l'échelle du réacteur et l'échelle du système. La première porte sur la masse (ou volume) de matériau « pur » ayant réagi lors du procédé de sorption. Pour les sorbants solides, il s'agit de la masse (ou volume) de matériau à sec et pour les sorbants liquides de la masse (ou du volume) de solution hautement concentrée (> 99%). La 2nde échelle donne la densité énergétique par mètre-cube du générateur où se produit le processus de sorption. Celle-ci tient compte, dans le cas de sorbant solide, de la porosité du sorbant et du lit mais ne prend pas en compte les volumes de stockage du sorbant et du sorbat, des canalisations et autres dispositifs comme c'est le cas pour la 3^{ème} échelle. Contrairement à la 1^{ère} échelle qui porte généralement sur de faibles quantités de matériau (< 10 mg), les 2 dernières échelles portent sur des quantités significatives de réactifs. Ces différentes échelles constituent l'une des principales difficultés non seulement à la comparaison sur la base de leurs performances thermiques et énergétiques, des différents couples thermochimiques et de sorption destinés au stockage de chaleur. Mais aussi à la comparaison entre ces techniques de stockage de chaleur avec d'autres modes de stockage de chaleur (sensible, latent) où seule la masse de matériau ou le volume du générateur sont le plus souvent considérés.

Suivant l'état physique du sorbant lors du procédé de sorption, on parle d'adsorption (sorbant solide) ou d'absorption (sorbant liquide) pour signifier la captation par le sorbant des molécules gazeuses du sorbat. Les adsorbants ou absorbants utilisés dans le cadre du stockage thermochimique et de sorption peuvent être de natures différentes : solides dans le cas des matériaux poreux (tels que les charbons actifs ou fibres de charbons actifs, les gels de silice ou les zéolithes [9, 10]), de sels impliqués dans une réaction chimique (tels que les chlorures métalliques, les oxydes métalliques, les sulfates etc...), de composites (sels dans une matrice poreuse solide tels que les composites gels de silice et CaCl_2 , les composites de zéolithe et de MgSO_4). Et liquides dans le cas de solutions absorbantes (par exemple solution de LiBr , CaCl_2 , etc...). Dans Cot-Gores et al.[11], un état de l'art sur les couples sorbant/sorbat employés au sein de systèmes thermochimiques montre que les plus étudiés impliquent des sels métalliques et des sorbats tels que l'eau, l'ammoniac, le méthanol, le méthylammonium, de même que des alliages métalliques avec de l'hydrogène comme sorbat. Parmi les sorbats présentés, l'auteur montre que l'eau apparait comme présentant le meilleur compromis pour une application bâtiment (toxicité nulle, ressource abondante et pas chère, chaleur latente d'évaporation significative, pollution environnementale nulle, caractère corrosif contrôlable, conditions de vaporisation (pression, température) réalisables avec des systèmes classiques, etc...). Dès lors, les sorbants présentant le plus d'affinité avec l'eau parmi ceux étudiés tels que le gel de silice, les zéolithes et leurs composites, le LiBr , le LiCl , le KBr , le CaCl_2 , le MgCl_2 , et le MgSO_4 apparaissent comme plus appropriés pour ces applications.

I.2.1 État de l'art sur les couples de physisorption

I.2.1.1 Cas des sorbants solides (adsorption/désorption)

Srivastava et al. [5] décrit la sorption comme un phénomène de surface s'opérant à l'interface de 2 phases (solide/liquide et gaz) et impliquant des forces de électrostatiques de cohésion telles forces de Van der Walls et liaisons hydrogène. Dès lors, en tant que phénomène de surface, la capacité de sorption d'un matériau est directement liée à la surface spécifique de ses pores qui permet d'obtenir la superficie réelle de la surface du matériau sur sa masse (m^2/g). De ce fait, les principaux matériaux adsorbants sont des matériaux poreux à grande surface spécifique tels que les gels de silice, les alumino-phosphates, les silico-phosphates et les zéolithes. Du fait de leur structure poreuse, ces adsorbants peuvent être classés suivant la taille des pores de leur matrice. On distingue ainsi les composés microporeux (diamètre des pores $< 2 \text{ nm}$), mésoporeux ($2 \text{ nm} < \text{diamètre des pores} < 50 \text{ nm}$) et macroporeux (diamètre des pores $> 50 \text{ nm}$). Parmi les sorbants solides, les matériaux tels que les gels de silice, les alumino-phosphates, les silico-phosphates et les zéolithes présentent une structure polarisée favorisant leur pouvoir de captation de molécules gazeuses polaires telles que la vapeur d'eau, faisant ainsi d'eux des composés particulièrement hydrophiles [12, 13]. Des auteurs tels que Dawoud et al.[14] et Hui et al.[15] ont montré qu'il existe une corrélation directe entre la classe des pores d'un matériau et sa capacité de sorption, de même qu'avec sa cinétique de sorption. Ainsi, les matériaux microporeux présentent une capacité de sorption et une cinétique de sorption beaucoup plus faible que celle des matériaux macroporeux [14, 15]. Le Tableau I.2 présente une classification des principaux adsorbants répertoriés dans le cadre de la sorption physique avec de la vapeur d'eau comme sorbat.

- Les gels de silice

Comme le montre le Tableau I.2, les gels de silice constituent des matériaux largement étudiés et utilisés en raison de leur forte affinité à la vapeur d'eau, leur grande capacité de sorption, leur coût acceptable et leur régénération facile (température de désorption peu élevée) [16, 17]. De formule chimique $\text{SiO}_2 \cdot x\text{H}_2\text{O}$, ce sont des polymères d'acide silicique $\text{Si}(\text{OH})_4$ synthétisés par précipitation de silicate de sodium sur un acide minéral (acide sulfurique ou acide chlorhydrique). La diversité de taille de leurs pores (2 nm – 20 nm), leur grande surface spécifique (de l'ordre de $650 \text{ m}^2/\text{g}$) et le caractère polaire de leur surface en font des molécules particulièrement affines de composés polaires tels la vapeur d'eau et les alcools comme le montre la Figure I.3. Ce qui justifie leur utilisation comme tamis moléculaires, agent dessiccateur, séparateur de composés aromatiques, etc...[18].

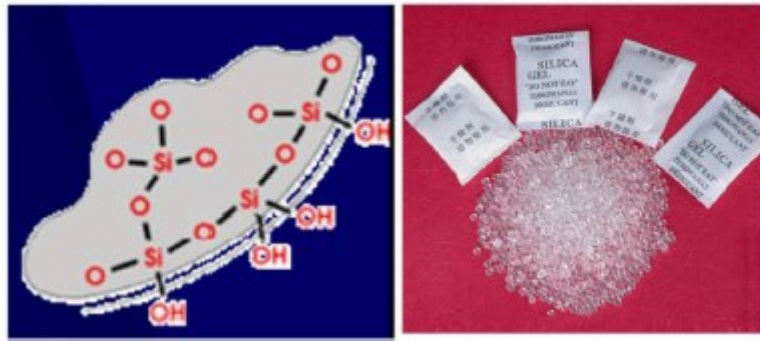


Figure I.3: Gels de silice schématisés, en vrac et en conditionnés sachet [19]

Henninger et al.[20] montrent que malgré le fait que le couple gel de silice/eau présente un potentiel de sorption significatif (jusqu'à 45 g d'eau/kg de gel de silice), celui-ci possède une faible capacité de sorption dans la plage correspondant au fonctionnement optimal des procédés de sorption dans l'habitat par comparaison à d'autres adsorbants comme le montre la Figure I.4 (zone grise = adsorption à 35°C sous 1.2 kPa – désorption à 150 °C sous 5.2 kPa).

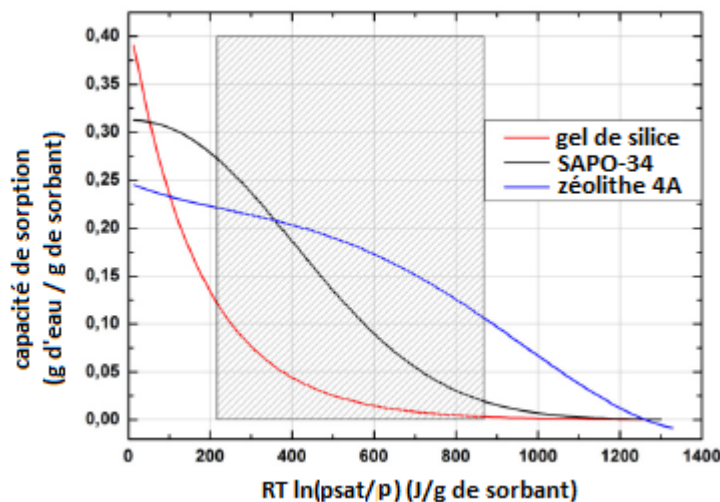
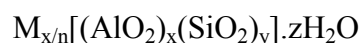


Figure I.4: Courbes caractéristiques de sorption du gel de silice 127 B, SAPO-34 et de la zéolithe 4A : la zone grise représente des conditions opératives de systèmes de sorption (pompes à chaleur, refroidisseurs), à savoir adsorption à 35°C/1.2 kPa et désorption à 150°C/5.6 kPa [20].

- Les zéolithes

En raison du caractère polaire de leur structure moléculaire, les zéolithes sont des adsorbants poreux à fort caractère hydrophile utilisés généralement comme dessiccants ou comme filtres moléculaires dans l'industrie. Ce sont des composés microporeux, naturels ou synthétiques appartenant à la famille des aluminosilicates cristallins et de formule chimique :



où x et y sont des entiers naturels, n est la valence du cation M et z est le nombre de molécules d'eau dans chaque molécule.

Tableau I. 2 : Caractéristiques thermochimiques de quelques adsorbants poreux

matériau	famille	Caractéristiques	Capacité maximale de sorption (g/g*) et densité énergétique de stockage		Echelle de caractérisation	Références
Silicates mésoporeux	gels de silice	<ul style="list-style-type: none"> - taille des pores : 2 nm (molécules à densité moyenne) ; 15-20 nm (molécules à faible densité) - porosité moléculaire : 0.3-0.4 - volume massique moyen : 1.0-1.5 cm³/g - surface spécifique : 300 – 700 m²/g - faible coût 	<ul style="list-style-type: none"> - 0.40 : gel de silice de type A - 2.2 nm pore size - 0.45 : gel de silice de type RD, 2.2 pore size 		matériau	[21-25]
			<ul style="list-style-type: none"> - 120 kWh/m³ de gel de silice (projet HYDES) - charge : 88 °C - décharge : 42°C - 2.87 kW de puissance 		réacteur	
			<ul style="list-style-type: none"> - 50 kWh/m³ de gel de silice (projet MODESTORE) - charge : 88 °C - décharge : 42°C - 1 kW de puissance 		système	
	aérogels de silice	<ul style="list-style-type: none"> - avantages : large surface spécifique et volume de pore - inconvénients: instabilité moléculaire à l'humidité, faible stabilité mécanique, faible densité 	<ul style="list-style-type: none"> - 1.35 : (100% SiO₂) - 1.25 : (100% AlO₂) - 1.15 : 70% SiO₂-30% Al₂O₃ 		matériau	[26]
	MCMs, MOFs, SBA	<ul style="list-style-type: none"> - avantages: pores uniformes, homogénéité moléculaire, large surface de pores et de volume - inconvénients: forme cylindrique ou hexagonale des pores 	MCMs-48	- 0.83 : 2.8 nm de diamètre de pore, 983 m ² /g de surface spécifique	matériau	[27] [28]
			KIT-1	- 0.81 : 2.9 nm de diamètre de pore, 923 m ² /g de surface spécifique		
			SBA-1	<ul style="list-style-type: none"> - 0.44 : 2.1 nm de diamètre de pore, 940 m²/g de surface spécifique - 0.84 : 5.0 nm de diamètre de pore, 645 m²/g de surface spécifique 		
Zéolithes		<ul style="list-style-type: none"> - avantages : molécules poreuse la plus synthétisée (200 types connus), forte affinité à l'eau quand la valeur du ratio Si/Al est proche de 1 - inconvénient : température de charge élevée lorsque la valeur du 	- 0.20–0.45		matériau	[21, 24, 29]
			<ul style="list-style-type: none"> - 160 kWh/m³ de zéolithe (type A) (ITW, projet MONOSORP) - charge : 180°C - décharge : 35°C ; 1 - 1,5 kW de puissance 		réacteur	

	ratio Si/Al proche de 1	- 124 kWh/m³ de zéolithe (type 13X) (ZAE) - charge : 130°C ; 135 kW de puissance - décharge : 65°C	réacteur	
		- 140 - 220 kWh/m³ de zéolithe (type 13X) (TNO) - charge : 180°C - décharge : 50 – 60 °C	réacteur	
Aluminophosphates métalliques	- taille uniforme de pores sur la gamme de diamètres 0.3 nm - 0.8 nm - affinité modérée à l'eau	- 0.35 : VPI-5 - 0.55 : SAPO-37 - 0.14 : VAPO-5 - 0.32-0.36 : GeAPO-5, MnAPO-5 - 0.46 : SAPO-5 - 0.46 : SAPO-40	matériau	[30, 31] [32]

* : mesures faites à 25°C

MCM-x : structure cristalline type x du « Mobil Crystalline Materials », SBA-x : structure cristalline type x du « Santa Barbara Amorphous », MOF : structure cristalline type « Metal Organic Framework », KIT-x : structure cristalline type x du « Korean Institute of Technology », SAPO : « Silica AluminoPhosphates », VAPO : « Vannadium substituted AluminoPhosphates », VPI-x : structure cristalline type x du « Virginia Polytechnic Institute », GeAPO : « Germanium substituted AluminoPhosphates », MnAPO : « Manganese substituted AluminoPhosphates »

Le cation M est un alcalin ou un alcalino-terreux, tel que le sodium, le potassium ou le calcium. Ce dernier joue le rôle de compensateur de charge pour la molécule. Le rapport y/x , qui est supérieur ou égal à 1, a une influence sur le comportement « adsorptif » de la zéolithe [33]: une valeur proche de 1 donnera lieu à une forte affinité pour des molécules polaires telles que l'eau et les alcools, tandis qu'avec une valeur élevée du rapport le comportement du matériau s'approchera de celui d'une silice microporeuse ayant une adsorptivité préférentielle pour les composés organiques [34]. On recense près 40 types de zéolithes naturels pour près de 200 synthétisés industriellement.

La structure moléculaire des zéolithes est constituée par sur une chaîne de tétraèdres d'atomes d'oxygène au centre desquels se trouvent des ions Al^{3+} et Si^{4+} . Les tétraèdres SiO_4^{4-} et AlO_4^{5-} sont liés entre eux par un échange d'ions oxygène et voient leurs charges électrostatiques compensées par des cations compensateurs de charge (Na^+ , K^+ , Ca^{2+} , Li^+ , ...). La nature de ces derniers et leur emplacement au sein de la molécule détermine la famille de la zéolithe. On distingue ainsi 3 familles de zéolithes désignés sous les dénominations A, X, et Y, et donc les caractéristiques et la structure sont présentées par le Tableau I.3 et la Figure I.5. On peut y voir que la structure de base commune à chacune des familles est un octaèdre tronqué, appelé cage sodalite, ou cage bêta.

Tableau I. 3 : Caractéristiques des zéolithes de type A, X et Y [35]

Famille de zéolithe	Structure	Ratio Si/Al (y/x)	Type de zéolithe (exemples)	Cation compensateur	Diamètre des pores (nm)
A	sodalite	1	type 3A	K^+	0.3
			type 4A	Na^+	0.4
X	faujasite	1 – 1.5	type 13X	Na^+ majoritaire	1.0
Y	faujasite	1.3 - 3	type Y	Na^+ , K^+ , Ca^{2+}	0.7
		> 3	type USY (Ultra Stable Y)	Na^+ , K^+ , Ca^{2+}	1.4

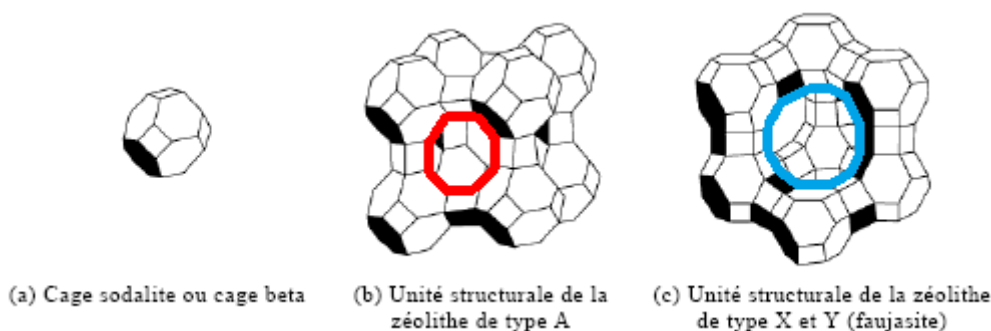


Figure I.5: Cages de la structure cristalline des zéolithes [36]

Le diamètre des pores de zéolithes peut être contrôlé sur la plage 0.3 nm - 1.4 nm par fixations du nombre de cations compensateurs. Ce qui procure au matériau de zéolithe une grande sélectivité d'adsorption. La Figure I.5 montre que les pores de zéolithe de type A sont formés par des anneaux de 8 ions oxygène (anneau rouge), tandis que ceux des zéolithes X et Y sont formés par des anneaux de 12 ions oxygène (anneau bleu), ce qui en fait la famille de

zéolithe à plus grande taille de pores. Parmi les zéolithes synthétiques, les zéolithes de type X et Y possèdent les plus grandes porosités. Toutefois, avec un rapport (y/x) plus faible, les zéolithes de type X disposent de températures de désorption plus faibles par comparaison aux zéolithes de type Y [20, 37]. Au sein de la famille de type X, la nature du cation majoritaire détermine l'appellation de la zéolithe. Ainsi, une majorité d'ions calcium Ca^+ caractérise la zéolithe 10X, tandis que la zéolithe 13X est définie par une majorité d'ions sodium Na^+ .

Par comparaison aux gels de silice, les zéolithes présentent le principal inconvénient, dans le cas d'une utilisation comme matériau de stockage de chaleur, de nécessiter des températures élevées ($> 200\text{ }^\circ\text{C}$) pour une désorption complète du matériau. Ceci est dû à la forte polarité de la molécule de zéolithe induisant une forte affinité pour les molécules polaires de vapeur d'eau. Cependant, l'atteinte de tels niveaux de température s'avère difficile au moyen des sources classiques de chaleur au sein des habitats telles que des capteurs solaires. Des études ont toutefois montré qu'une dé-aluminisation (augmentation du rapport y/x, ou extraction d'alumine) des molécules de zéolithe peut conduire à une baisse considérable des températures de désorption [20, 37]. D'autres études ont également montré que le couple zéolithe/eau dispose de bonnes performances en adsorption (gain de température $\Delta T > 25\text{ }^\circ\text{C}$, densité énergétique $> 150\text{ kWh/m}^3$) pour une application de stockage de chaleur dans l'habitat malgré une désorption à température relativement moins élevée ($100\text{ }^\circ\text{C}$ - $130\text{ }^\circ\text{C}$) [35].

- SAPO et Aérogels de silice

D'autres classes d'adsorbants poreux ont fait l'objet de nombreuses études ces dernières années [20, 38-40]. Avec une structure moléculaire et une configuration similaire à celle des zéolithes, les aluminophosphates (AlPO_4) et les silice-aluminophosphates (SAPO-34) ont été intensivement étudiés pour une intégration au sein de procédés de sorption à des fins de stockage de chaleur. Des auteurs ont montré que ceux-ci présentent une capacité de sorption comparable à celle des zéolithes et des gels de silice, avec des performances intéressantes à des températures de désorptions basses [13, 41]. Les travaux de Henninger et al.[20] sur les capacités de sorption de 3 échantillons respectifs de ALPO-18 et SAPO-34 montrent qu'à $95\text{ }^\circ\text{C}$, 253 g d'eau /kg de sorbant (resp. 200 g d'eau/kg de sorbant) ont été désorbées des échantillons d'ALPO-18 (resp. SAPO-34) contre 42 g/kg de sorbant pour le gel de silice testé dans les mêmes conditions. Malgré d'aussi bonnes caractéristiques en matière, la vulgarisation des SAPO et ALPO au sein des procédés de sorption reste limitée en raison du coût de ces produits qui reste prohibitif [13, 20].

- Autres adsorbants (MOFs, MCMs, Alumine activée)

Les *MOFs* (Metal-Organic Framework) constituent une nouvelle classe de matériaux microporeux avec une structure cristalline (configuration, taille des pores, surface spécifique) et des performances, en termes de capacité de sorption, comparables à celles des zéolithes et gels de silice [42].

Les *MCMs* (Mobil Crystalline Materials) sont une famille de silicates mésoporeux amorphes et synthétisés, lors de la formation de gels de silice, par ajout de surfactants tels que des ammoniums quaternaires [43]. Ces derniers ont une influence sur la structure poreuse des

molécules obtenues avec des pores pouvant varier de 2 à 10 nm suivant la nature du surfactant [35]. Cependant, le coût prohibitif de la synthèse de ces matériaux les rend inenvisageable pour une utilisation à grande échelle.

L'alumine activée est un solide poreux obtenu par déshydratation d'hydrates d'alumine ($Al_2O_3 \cdot 3H_2O$). Les travaux de Takbiri et al.[43] sur la préparation et la caractérisation de l'alumine activée ont montré une capacité de sorption de 7.7 g d'eau /kg de sorbant à 25°C et 10 % d'humidité relative, et de 18.1 g d'eau /kg de sorbant à 25°C et 60 % d'humidité relative. Ces performances sont inférieures à celles des zéolithes et des gels de silice sous des conditions identiques : ce qui semble justifier sans doute l'intérêt pour ce matériau comme « matériau support » pour des sels inorganiques en raison de sa structure fortement poreuse. La surface spécifique de ces matériaux varie en effet de 150 à 500 m²/g pour une taille de pores se situant entre 1,5 et 6 nm [43].

I.2.1.2 Cas des sorbants liquides (adsorption/désorption)

Le Tableau I.4 présente un panorama des couples de sorption (à sorbant liquide) les plus testés dans le cadre du stockage de chaleur. Les sorbants utilisés sont l'hydroxyde de sodium (NaOH), le chlorure de lithium (LiCl), le bromure de lithium (LiBr) et le chlorure de calcium ($CaCl_2$).

Dans Weber et al.[44], l'étude d'un système de sorption fermé de stockage de chaleur est proposée avec le couple (NaOH/H₂O). Les résultats obtenus du prototype développé (concentration de la solution = 1 g/cm³) montrent une densité énergétique de 250 kWh/m³ de solution pour une puissance de 1kW lors de la phase d'absorption.

Le couple LiCl/H₂O a fait l'objet de tests comme matériau de stockage de chaleur dans le cadre de la Tâche 32 du programme IEA-SHC au sein du Centre suédois de Recherche en Énergie Solaire (SERC [45]). Ces travaux ont donné lieu au développement d'un accumulateur thermochimique de chaleur dont les tests en charge et décharge ont permis de mettre en avant une densité énergétique de 252 kWh/m³ de solution. Les auteurs ajoutent qu'une augmentation significative de la densité de stockage du système peut être obtenue en procédant à une désorption profonde de la solution de chlorure de lithium. Toutefois, le coût de ce sel qui reste prohibitif constitue l'un des principaux freins à son attrait comme matériau de stockage de chaleur.

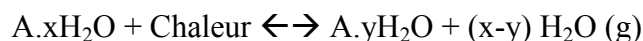
Le couple LiBr/H₂O a été étudié au sein du laboratoire LOCIE dans le cadre d'un projet de l'Agence Nationale de Recherche et les résultats obtenus à partir du prototype qui a été développé montrent une densité énergétique de 180 à 310 kWh/m³ de solution, avec un gain de température de la solution lors de la décharge de 8 °C (30–38°C) et une température à l'évaporateur de 5°C [46]. Les tests de charge (75-90°C) ont vu la concentration de la solution varier de 67 % en masse à 50 % en masse. Les auteurs expliquent que la cristallisation de la solution en fin de charge est un phénomène qui peut augmenter de façon significative la densité énergétique du procédé. Toutefois, celui-ci doit être contrôlé dans la mesure où des difficultés liées à la non-solubilisation rapide des cristaux formés peuvent se poser.

Tableau I. 4 : Couples de matériaux testés au sein de systèmes de stockage de chaleur pour l'habitat

Couple	Conditions expérimentales	Performances	Echelle de caractérisation	Références
NaOH/H ₂ O	- Charge : 100-150°C - Décharge : 40-65°C	- densité : 250 kWh/m ³ de solution - puissance en décharge : 1 kW	générateur (solution)	[44, 47]
LiCl/H ₂ O	- Charge : 46-87°C - Décharge : 30°C (avec cristallisation)	- densité : 252.2 kWh/m ³ de solution - puissance en décharge : 8 kW	générateur (solution)	[21, 45, 48]
CaCl ₂ /H ₂ O	- Charge : 70-80°C - Décharge : 21°C	- densité : 118 kWh/m ³ de solution - puissance en décharge : 30 – 560 W	générateur (solution)	[49, 50]
LiBr/H ₂ O	- Charge : 40-90°C - Décharge : 30-33°C (avec cristallisation)	- densité : 251.2 kWh/m ³ de solution	générateur (solution)	[46]

I.2.2 Cas de la chimisorption

Le principe de la chimisorption, tout comme celui de la physisorption, est basé sur la séparation (sous l'action de la chaleur) d'un composé hydraté $A.xH_2O$ en sa forme déshydratée ou partiellement hydratée $A.yH_2O$ (avec $y < x$) et en vapeur d'eau selon l'équation ci-dessous :



La réaction qui est endothermique dans le sens de la déshydratation permet de stocker de l'énergie et de la restituer par recombinaison des produits ($A.yH_2O$, H_2O) au travers d'une réaction exothermique. Comme dans le cas de processus de physisorption, la séparation des produits permet de stocker de l'énergie sans risque de dissipation tant que ceux-ci ne sont pas recombinaison sous certaines conditions thermodynamiques. La chaleur nécessaire à la réaction de déshydratation peut dans certains cas être apportée par des capteurs solaires pendant les périodes ensoleillées et permettre ainsi un stockage de l'énergie solaire correspondante.

Les matériaux utilisés dans le cadre de réaction de chimisorption sont dans leur grande majorité des sels minéraux hygroscopiques tels que du chlorure de calcium ($CaCl_2$), du chlorure de magnésium ($MgCl_2$), du sulfate de magnésium ($MgSO_4$), du bromure de strontium ($SrBr_2$), du sulfure de sodium (Na_2S), du sulfate d'aluminium $(Al_2SO_4)_3$, etc... L'hydratation de ces sels donne des sels hydratés et peut sous certaines conditions conduire à la formation d'un film liquide de solution saturée lorsque l'humidité relative (HR) est supérieur à l'humidité relative de déliquescence (HRD) du sel. Cette dernière est humidité relative de l'air, à une température donnée, pour laquelle le sel passe de sa phase solide à une phase liquide saturée (Cf. Tableau I.5). Ce phénomène constitue un facteur limitant du procédé (inaccessibilité des molécules non-hydratée de sel, corrosion des parois du réacteur thermochimique, etc..) et est à éviter lors du déroulement du processus de sorption. Étant donné la faible valeur de l'HRD de certains sels, leur utilisation comme réactif solide au sein d'un processus de chimisorption est prohibée au profit d'une utilisation sous forme de

solution de sel. C'est le cas par exemple du chlorure de lithium (LiCl, HRD=11.3 %), du bromure de lithium (LiBr, HRD=6.2 %) ou du chlorure de zinc (ZnCl₂, HRD=10%).

Tableau I. 5 : Valeurs d'HRD de différents sels à 20°C [51]

Sel anhydre	HRD (%)
Na ₂ SO ₄	84.2
LiCl	11.3
LiBr	6.2
NH ₄ Cl	80.0
(NH ₄) ₂ SO ₄	79.9
NaCl	75.3
(NH ₄) ₃ H(SO ₄) ₂	69.0
NaHSO ₄	52.0
MgCl ₂	35.0
CaCl ₂	32.0
ZnCl ₂	10.0
MgSO ₄	90.0

Le couple (MgCl₂/6H₂O) a été identifié et testé à l'ECN [52-55] avec comme conclusion qu'il s'agit du couple (parmi les couples MgSO₄, Al₂(SO₄)₃, MgCl₂ et CaCl₂) bénéficiant des caractéristiques et des performances thermochimiques (densité énergétique, capacité de sorption, température de désorption, chaleur de sorption, etc..) les plus intéressantes pour une application bâtiment. En effet, une densité énergétique maximale (MgCl₂.6H₂O → MgCl₂.H₂O + 5 H₂O) de 574 kWh/m³ de réacteur a été identifiée pour une température de désorption de 130°C, un gain de température de 18 °C (Cf. Figure I.6) pour des conditions d'hydratation suivantes : température du réacteur = 50 °C et évaporateur à 10°C [55] (Cf. Tableau I.6).

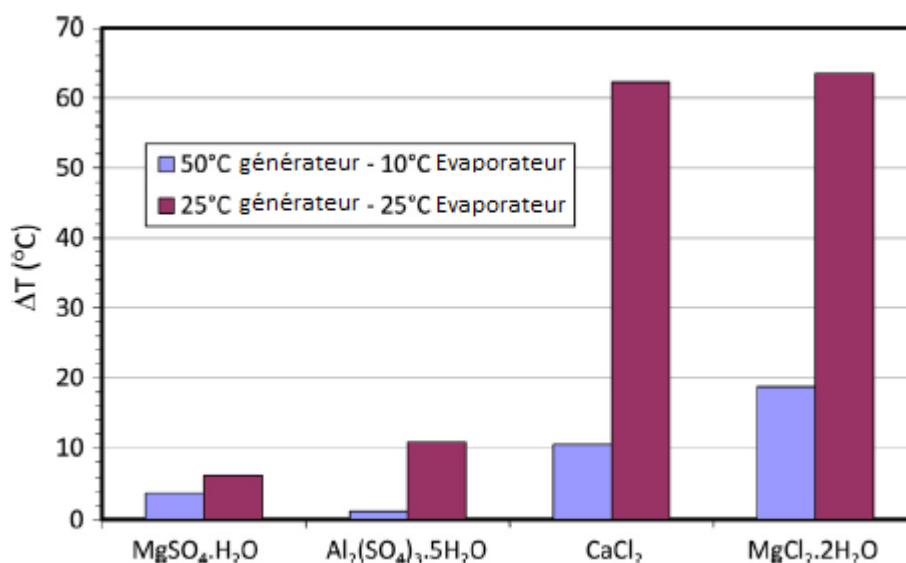


Figure I.6: Gain de température de l'air produit par l'hydratation de différents sels [55]

Tableau I. 6 : Caractéristiques thermochimiques de quelques couples de chimisorption

Couple	Conditions opératives et Performances	Echelle de caractérisation	Organisme de recherche	Références
$\text{MgSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{MgSO}_4 + 7\text{H}_2\text{O}$	- densité : 611 kWh/m ³ de sel - charge : 25°C -300°C - décharge : $\Delta T = 8^\circ\text{C}$ (réacteur =25°C) $\Delta T = 4^\circ\text{C}$ (réacteur =50°C)	matériau (10g)	ECN	[21, 53, 56-58]
$\text{MgSO}_4 \cdot 6.74\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{MgSO}_4 \cdot 6\text{H}_2\text{O} + 0.74 \text{H}_2\text{O}$	- densité : 80 kWh/m ³ de sel - charge : 30°C -45°C	matériau	ECN	[54]
$\text{MgSO}_4 \cdot 6\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{MgSO}_4 \cdot \text{H}_2\text{O} + 5 \text{H}_2\text{O}$	- densité : 574 kWh/m ³ de sel - charge : 45°C - 130 °C - décharge : $\Delta T = 18^\circ\text{C}$ (réacteur =50°C)	matériau	ECN	[55]
$\text{MgCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{MgCl}_2 \cdot 4\text{H}_2\text{O} + 2 \text{H}_2\text{O}$	- densité : 219 kWh/m ³ de sel - charge : 70°C -90°C	matériau	ECN	[54]
$\text{MgCl}_2 \cdot 4\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{MgCl}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O} + 2 \text{H}_2\text{O}$	- densité : 305 kWh/m ³ de sel - charge : 100°C -120°C	matériau	ECN	[54]
$\text{MgCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{MgCl}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O} + 4\text{H}_2\text{O}$	- densité : 603 kWh/m ³ de $\text{MgCl}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ - charge : 115-130°C - décharge : 35°C	matériau (250mg)	IEC	[55]
$\text{MgCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{MgCl}_2 \cdot \text{H}_2\text{O} + 5\text{H}_2\text{O}$	- charge : 150°C - décharge : 30-50°C	matériau (300g)	ECN	[59]
$\text{CuSO}_4 \cdot 5\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{CuSO}_4 \cdot \text{H}_2\text{O} + 4\text{H}_2\text{O}$	- densité : 574 kWh/m ³ de $\text{CuSO}_4 \cdot \text{H}_2\text{O}$ - décharge : 40-60°C	matériau (100 mg)	ITW	[60]
$\text{CaCl}_2 \cdot 2.3 \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{CaCl}_2 + 2.3 \text{H}_2\text{O}$	- charge : 150°C - décharge : $\Delta T = 62^\circ\text{C}$ (réacteur =25°C) $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ (réacteur =50°C)	matériau (40 g)	ECN	[53, 56]
$\text{KAl}(\text{SO}_4)_2 \cdot 12\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{KAl}(\text{SO}_4)_2 \cdot 3\text{H}_2\text{O} + 9\text{H}_2\text{O}$	- densité : 240 kWh/m ³ de $\text{KAl}(\text{SO}_4)_2 \cdot 3\text{H}_2\text{O}$ - charge : 65°C - décharge : 25°C	réacteur (25 kg de sel)	PROMES	[61]
$\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3 \cdot 18\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{Al}_2(\text{SO}_4)_3 \cdot 5\text{H}_2\text{O} + 13 \text{H}_2\text{O}$	- charge : 150°C - décharge : $\Delta T = 9.8^\circ\text{C}$ (réacteur =25°C) $\Delta T = 1^\circ\text{C}$ (réacteur =50°C)	matériau (40 g)	ECN	[53, 56]

$\text{Na}_2\text{S} \cdot 5\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{Na}_2\text{S} \cdot 1.5\text{H}_2\text{O} + 4.5\text{H}_2\text{O}$	- densité : 780 kWh/m ³ de Na ₂ S·5H ₂ O (chauffage) 510 kWh/m ³ de Na ₂ S·5H ₂ O (refroidissement) - charge : 83°C - décharge : 35°C	réacteur (3 kg)	ECN	[62]
$\text{SrBr}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{SrBr}_2 \cdot \text{H}_2\text{O} + 5 \text{H}_2\text{O}$	- densité : 430 kWh/m ³ de SrBr ₂ ·H ₂ O - charge : 70-80°C	réacteur (170 kg)	PROMES	[63]
$\text{CaCl}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{CaCl}_2 \cdot \text{H}_2\text{O} + \text{H}_2\text{O}$	- densité : 200 kWh/m ³ de CaCl ₂ - charge : 95 °C - décharge : 35 °C	réacteur	BEMS	[64]

ΔT : gain de température du fluide caloporteur ou du générateur

En effet, bien plus que sa densité énergétique, le gain de température produit par l'hydratation de ce sel justifie son intérêt devant d'autres sels sur la majorité des études en chimisorption qui ont été menées. Toutefois, l'instabilité du MgCl_2 après plusieurs cycles de sorption et le problème de corrosion posé par le chlorure d'hydrogène produit constituent les principales limites à l'utilisation de ce couple. Contrairement au MgCl_2 , le MgSO_4 présente une meilleure stabilité et a été utilisé en mélange au MgCl_2 par certains auteurs pour accroître la stabilité de ce dernier [65].

Les résultats obtenus sur le couple $\text{CaCl}_2/\text{H}_2\text{O}$ ont permis de mettre en avant une densité énergétique de 400 kWh/m^3 à la suite de sa déshydratation, avec un gain de température à la sortie du réacteur de 11°C produit lors de son hydratation (Cf. Figure I.6) [52-55]. D'autres travaux de recherche menés sur ce couple ont identifié une densité énergétique de 119 kWh/m^3 de solution, à 45°C et sous une pression de 4.2 kPa [66].

Lahmidi et al.[67] ont étudié l'usage du couple $\text{SrBr}_2/\text{H}_2\text{O}$ comme matériau de sorption au sein d'un système thermochimique de stockage de chaleur pour l'habitat. Avec une température de désorption de 80°C , les auteurs ont identifié une densité énergétique de 154 kWh/m^3 de solution. Ce qui rend ce couple particulièrement intéressant pour une application thermochimique au sein de l'habitat (où un tel niveau de température peut être facilement atteint avec des technologies classiques comme des capteurs solaires thermiques) sachant que les auteurs ont obtenus une puissance d'environ $2.5 \text{ kW} - 4 \text{ kW}$, à 35°C lors de la décharge. Les travaux de Benoit et al.[63] sur la caractérisation de ce couple et les performances d'un prototype de stockage thermochimique de chaleur l'utilisant ont permis de d'obtenir des densités énergétiques d'environ $430 \text{ kWh/m}^3 - 460 \text{ kWh/m}^3$ de sel et d'environ 190 kWh/m^3 sur le prototype.

Tout comme le couple $(\text{MgCl}_2, \text{H}_2\text{O})$, le couple $(\text{MgSO}_4, \text{H}_2\text{O})$ a fait l'objet de nombreux tests par différentes équipes de recherche à des fins de stockage de chaleur [35, 54, 57, 60]. Ces travaux ont montré que ce couple dispose de plusieurs niveaux (équilibres) de sorption comme le montre la Figure I.7.b. La puissance thermique générée en fin de déshydratation (phase C) correspond selon Ruiz et al.[68] à une recristallisation (exothermique) du sel à partir du composé amorphe produit en début de phase B comme le montre la Figure I.8. L'intégration de la courbe obtenue en (a) sur la Figure I.7.a conduit à une densité énergétique de 611 kWh/m^3 pour l'échantillon testé. Mais, malgré une densité énergétique plus élevée, l'hydratation du MgSO_4 donne lieu à un gain température de l'air à la sortie du réacteur plus faible comparé à celui du MgCl_2 comme le montre la Figure I.6. Une explication à ce phénomène peut être apportée par la formation d'agglomérés de sel hydraté qui limitent considérablement l'écoulement du sorbat, rendant difficile l'accès de celui-ci au sel déshydraté. Ce phénomène, propre aux réacteurs de sorption de poudres de sels hygroscopiques, constitue une contrainte majeure de ces procédés et justifie l'intérêt pour des matrices poreuses (zéolithes, charbons actifs, vermicules, etc..) où les sels peuvent être dispersés par divers procédés, et permettre ainsi une exploitation à la fois de la porosité de la structure poreuse du matériau et la densité énergétique du sel. L'état de l'art sur cette classe de matériau constituera l'objet du paragraphe suivant.

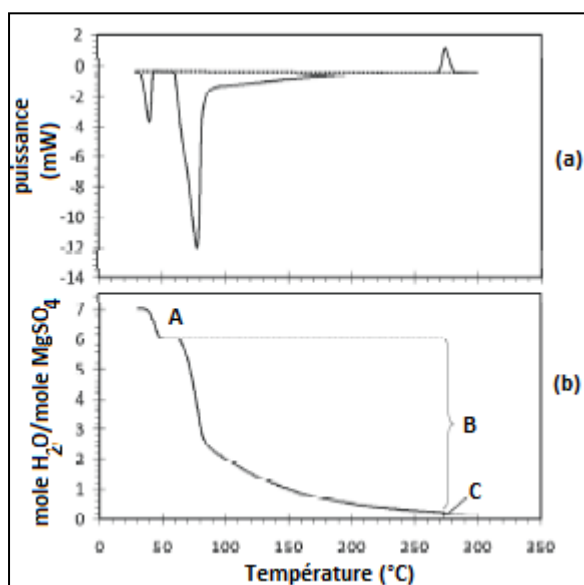


Figure I.7: Analyses par TG (Thermogravimétrie) et par DSC (Calorimétrie Différentielle à Balayage) de la réaction de déshydratation d'un échantillon de sulfate de magnésium hydraté (38µm-106 µm) [53]

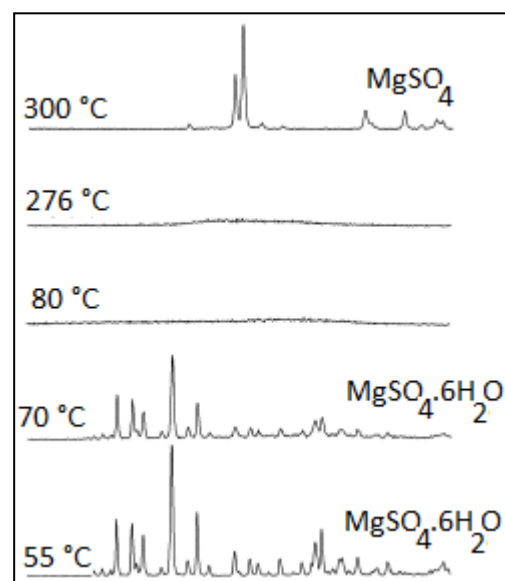


Figure I.8: Analyse XRD de la déshydratation du MgSO₄·7H₂O à la vitesse de 1°C/min [53]

I.2.3 Les composites chimiques

En dépit du fort potentiel de stockage théorique des sels thermochimiques présenté précédemment, les systèmes thermochimiques de sorption présentent généralement de faibles performances (puissance fournie, densité énergétique, capacité de sorption) en raison notamment des problèmes de transfert de masse et de chaleur au sein du lit de sel réactif. L'utilisation d'une matrice poreuse contribue dans certains cas à une amélioration significative des performances de ces systèmes. Lorsqu'ils sont associés à des sels réactifs, l'ensemble {matrice poreuse + sels chimiques} porte le nom de composite chimique ou composite de sorption.

Les matrices poreuses couramment utilisées sont traditionnellement des adsorbants solides poreux tels que ceux évoqués au paragraphe I.2.1.1 (gels de silice, zéolithes, alumine, charbon actifs, vermiculite...). La polarité de la molécule de certains d'entre eux est une propriété qui contribue à accroître l'hygrophilie du matériau composite.

Les composites chimiques ont fait l'objet de nombreuses études comme le montre le Tableau I.7 [14, 69-78]. L'on peut citer les travaux de Hongois et al.[79] où, dans le but d'augmenter la porosité d'un lit de sel de MgSO₄, une matrice de zéolithe 13X a été utilisée afin de profiter des propriétés de celle-ci (capacité de sorption, porosité). L'étude qui a été réalisée a permis d'identifier qu'avec 15% en masse de MgSO₄ dispersés (par imprégnation [80]) au sein de la matrice poreuse, une densité énergétique de 166 kWh/m³ pouvait être atteinte, avec un gain de température de 30 °C lors de la décharge.

Des études sur d'autres composites chimiques à base de MgSO₄ sur différents supports poreux ont été conduites. Notamment à l'ITW où des composites de MgSO₄ et de zéolithe 4A

ont été réalisés, permettant ainsi d'augmenter la densité énergétique de la zéolithe 4A (130 kWh/m^3) de 20% (5% en masse de MgSO_4) à de 40% (10% en masse de MgSO_4) [81].

Zhu et al. [78] ont également mené des études sur la caractérisation et les performances de composites chimiques. Les auteurs ont analysé la capacité de sorption d'un composite de gel de silice imprégné de chlorure de calcium. Les auteurs ont observé une augmentation de la capacité de sorption (sous 30°C et 80% d'humidité relative) ; de $0.15 \text{ g d'eau/g de gel de silice}$ en absence de sel à $0.73 \text{ g d'eau/g de composite}$. Le gain de température observé lors de ce processus est de 15°C et reste comparable au gain de température obtenu avec du CaCl_2 pur soumis aux mêmes conditions comme le montre la Figure I.6. Les tests de charge à 90°C ont permis d'obtenir une densité énergétique de 213 kWh/m^3 de composite. D'autres composites chimiques de CaCl_2 testés, utilisant respectivement du silicate [82] et de la bentonite [81] comme matrices poreuses, ont permis d'obtenir des densités énergétiques de lit réactif de 185 kWh/m^3 .

Au laboratoire PROMES [83], un composite de bromure de strontium (SrBr_2) dispersé sur du graphite nature expansé (GNE) a été utilisé au sein d'un système thermochimique dédié au chauffage et au refroidissement de l'habitat [84]. Sur un volume de 1 m^3 de réactif ($171.3 \text{ kg de SrBr}_2$ et 15.6 kg de GNE), le procédé a permis de réaliser un stockage de 60 kWh (resp. 40 kWh) en chauffage (resp. refroidissement). Toutefois, la puissance développée par le système (2.5 kW - 4 kW) reste largement inférieure aux performances attendues, en raison notamment selon les auteurs du faible coefficient de transfert thermique ($5\text{-}30 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$) entre la couche réactive de composite et la paroi de l'échangeur thermique.

Les travaux de Zondag et al. [85] sur la caractérisation et la comparaison des performances d'un composite de chlorure de magnésium (MgCl_2 , 245 g) dispersé sur de la cellulose ont permis de constater que le composite permet de réduire considérablement la perte de charge (réduction de 75 %) aux bornes du lit et d'obtenir une réactivité quasi-complète du sel contrairement au cas de l'utilisation de sel pur où l'on enregistre la formation d'une barrière d'hydrates de sel rendant inaccessible à la vapeur d'eau les molécules de sel non-hydraté. La cellulose n'ayant pas de réactivité à la vapeur d'eau, les auteurs n'ont observé aucune différence au niveau de la puissance fournie en décharge de la part des 2 matériaux.

Janchen et al. [12, 41] ont menés des études comparatives sur les performances (densité énergétique, capacité de sorption) de différents types de zéolithes (CaNa-A , Li-X , MgNa-X) face à différents composites chimiques (silica/ CaCl_2 , aluminosilicate/30% CaCl_2). Les auteurs ont identifié une densité énergétique supérieure chez les zéolithes mais avec une capacité de sorption plus faible chez ces derniers (0.17 g/g) par comparaison aux composites chimiques (0.28 g/g).

Tableau I. 7 : Caractéristiques thermochimiques de quelques composites de sorption

Composite	Capacité maximale de sorption (g/g*) et densité énergétique de stockage	Echelle de caractérisation	Références
Silicates + CaCl ₂	<ul style="list-style-type: none"> - 1.27: CaCl₂/SiO₂aerogel (29% CaCl₂) - 1.17: CaCl₂/SiO₂ xerogel (28.6% CaCl₂) - 0.80: CaCl₂/gel de silice (33.7% CaCl₂) - 0.60: CaCl₂/ gel de silice (with 24% CaCl₂) - densité : 224 kWh/m³ - charge : 90°C 	matériau	[76, 78, 82, 86]
Silicates + LiBr	<ul style="list-style-type: none"> - 0.80 : LiBr/SiO₂ aerogel (28.6% LiBr) - 0.76 : LiBr/ SiO₂ aerogel (28.6% LiBr) 	matériau	[75, 86, 87]
Zéolithe 13X + MgSO ₄	<ul style="list-style-type: none"> - 597.6 MJ/m³ (15%wt MgSO₄) - 640.8 MJ/m³ (10%wt MgSO₄) - charge: 150°C - décharge : ΔT= 33°C (8L/min, 80%) 	matériau	[35, 80]
Bentonite + CaCl ₂	<ul style="list-style-type: none"> densité : 185 kWh/m³ de composite décharge : ΔT= 30 °C (0.5 m³/h, 65%) 	matériau	[81]
Graphite naturel expansé + SrBr ₂	<ul style="list-style-type: none"> - densité : 60 kWh/m³ de réacteur (chauffage) - 40 kWh/m³ de réacteur (refroidissement) - charge : 70-80°C - décharge : (6 L/min) - 2.5 kW (chauffage) - ΔT= 35°C - 4 kW (refroidissement) - ΔT= 18°C 	réacteur	[84]
Graphite naturel expansé + LiNO ₃	<ul style="list-style-type: none"> - 0.4 - densité : 139 kWh/m³ de réacteur - charge: 62-65°C - décharge : ΔT= 20°C (7.5 L/min, 60%) 	réacteur	[88]

* : mesures faites à 25°C

ΔT : gain de température de l'air entre l'entrée et la sortie

I.3. Choix du couple étudié

Le choix du couple sorbant/sorbat pour le développement d'un système thermochimique ou de sorption de stockage de chaleur pour l'autonomie (partielle ou complète) thermique d'un bâtiment est un aspect crucial. En plus de la densité énergétique, ce choix dépend à la fois de caractéristiques fonctionnelles du système que sont la source de chaleur (capteurs solaires), le système de distribution de chaleur et les besoins thermiques du bâtiment, mais aussi de caractéristiques intrinsèques des matériaux choisis. Pour ce qui est du sorbant, celles-ci portent sur sa forme (poudres, granulés, etc...), sa surface spécifique, la distribution des diamètres de ses pores, sa porosité, sa densité (apparente et réelle), sa tenue mécanique, sa stabilité thermique (aux hautes températures), son affinité au gaz de sorption choisi, sa capacité d'adsorption (g d'eau/g de sorbant), sa compatibilité chimique avec l'adsorbat, etc...[89]. Le choix d'un sorbant s'effectuant pour un sorbat identifié, la désignation de ce dernier doit se faire sur la base de caractéristiques intrinsèques suivantes : sa chaleur latente d'évaporation, sa solubilité, son point d'ébullition, sa conductivité thermique, sa densité, son caractère corrosif, etc...[89]. L'étude menée dans les paragraphes précédents a

permis de dresser un panorama des différents couples de matériaux utilisables dans le cadre du stockage de chaleur par voie thermochimique au sein des bâtiments résidentiels. L'analyse permet de conclure sur la nécessité d'utilisation de la vapeur d'eau comme sorbat en raison notamment de sa non-toxicité, de la maturité de la technologie sur ce matériau, de son faible coût, de sa disponibilité et de son impact neutre sur l'environnement. Parmi les sorbants potentiels à la formation d'un couple avec ce matériau, bien que la comparaison des différents sorbants reste difficile (les données sur les densités énergétiques n'étant pas toujours exprimées selon les mêmes critères (masse/volume du composé réactif, du réacteur, du prototype, ...)), notre analyse nous oriente vers les procédés à sorption avec le choix de la zéolithe 13X comme sorbant pour les raisons suivantes :

- en effet, bien que les sorbants chimiques (sels hygroscopiques) possèdent des densités énergétiques intéressantes, les niveaux de température nécessaires à leurs désorptions ($> 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour le cas du MgSO_4 par exemple) peuvent non seulement être dangereux dans le cadre d'une utilisation résidentielle, mais également difficile à atteindre avec des technologies classiques de production de chaleur comme des capteurs solaires thermiques,
- la complexité des réactions chimiques d'hydratation de certains augmente le risque de non réversibilité de celles-ci après plusieurs cycles,

Au-delà de caractéristiques intrinsèques, la sélection d'un couple sorbant/sorbat pour une application de stockage de chaleur au sein de l'habitat doit également se faire sur la base de critères suivants :

- critères physiques et chimiques : Pendant la période de stockage tout comme lors du fonctionnement, la stabilité chimique, l'absence de décomposition, et l'absence de corrosion des matériaux du système doivent être garantis avec l'utilisation du couple choisi. De même, aucun risque sanitaire à l'exposition ne devra être constitué afin de ne constituer une limite à son insertion dans les habitations.
- critère environnemental : Les matériaux respectifs du couple choisi devront être neutres sur le plan environnemental
- critère technologique : la maturité technologique de production et de caractérisation des matériaux de stockage est un préalable non seulement à la vulgarisation de son utilisation, mais aussi la réduction des coûts liés à son utilisation
- critère économique : les coûts de production mais également d'exploitation et de recyclage sont des éléments à prendre en compte lors du choix d'un couple de sorption. En effet, dans le cadre du stockage saisonnier, les quantités importantes de matériaux nécessaires peuvent très rapidement rendre les coûts d'investissement prohibitifs et constituer un frein à la vulgarisation du procédé.

L'objectif de ces travaux de thèse étant l'étude des performances d'un système de stockage de chaleur longue durée intégré aux bâtiments à travers notamment son dimensionnement et la proposition de stratégies à l'utilisation du système, la connaissance à la fois des propriétés thermochimiques et des performances du couple choisi s'avère impératif au dimensionnement du stockage de chaleur en vue de son intégration à l'ensemble du système. Ces considérations conduisent à se détourner des sels chimiques en raison des contraintes évoqués précédemment au sein de systèmes thermochimiques. Face à ceux-ci, les sorbants poreux (zéolithes et gels de silice) et les composites chimiques constituent une alternative. Seulement, l'immaturité technologique actuelle sur la caractérisation et

l'utilisation des composites chimiques conduit à s'intéresser la zéolithe 13X comme sorbant le plus adapté à l'objectif à atteindre au travers de cette étude. Ce matériau possède une densité énergétique élevée (160 kWh/m³ obtenu en test notamment [90]), possède une température de régénération pas très élevée pour l'application envisagée (< 120 °C), dispose d'une structure poreuse facilitant à la fois les transferts de masse et de chaleur au sein du lit, d'une bonne capacité de sorption (> 25 g d'eau/kg de zéolithe) dans les conditions d'utilisation envisagées (20-50 °C, 500-1500 Pa de pression partielle de vapeur), est à la fois non-toxique pour l'homme et neutre pour l'environnement, la littérature regorge de modèles plus ou moins précis pour la description des phénomènes de transferts de masse et de chaleur au sein de ce matériau, etc...

I.4. Etat de l'art sur les systèmes de sorption

Parmi les systèmes à sorption, deux types de configurations de fonctionnement peuvent être envisagés suivant la nature et les conditions thermodynamiques à l'équilibre du couple sorbant/sorbat:

- Le fonctionnement en système fermé, dont le principe de fonctionnement est illustré à la Figure I.9.
- Le fonctionnement en système ouvert, dont un schéma fonctionnel est illustré à la Figure I.10.

Le choix du cycle de fonctionnement pour un système dépend à la fois de la nature du couple utilisé et des conditions d'équilibre thermodynamiques (pression, température) du processus thermochimique ou de sorption.

I.4.1 Les systèmes fermés

Le fonctionnement d'un système fermé repose sur le principe fondamental selon lequel aucun échange de matière n'est effectué avec l'extérieur. Son principe appliqué aux systèmes thermochimique est le suivant (Cf. Figure I.9) :

- En phase de charge, le sorbant réactif initialement à l'état appauvri dans le générateur est porté à la température de désorption T_d par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur (Q_d). Ceci provoque le processus de désorption à l'intérieur du générateur et fait passer le sorbant de l'état appauvri $2d,i$ à l'état enrichi $2d,f$ en fin de processus. Le sorbat généré à l'état gazeux est transféré dans le condenseur (P_c, T_c) où celui-ci est condensé à l'état liquide et conservé. La chaleur de condensation Q_c est évacuée à la température T_c vers l'extérieur. A la fin du processus de désorption, le générateur est isolé du condenseur et refroidi jusqu'à la température T_c , ce qui induit une diminution de la pression du réacteur de P_c à P_e .
- En phase de décharge, le sorbat liquide est vaporisé à la température T_e et la connexion du générateur à l'évaporateur provoque le processus d'ab/adsorption du sorbat gazeux par le sorbant. La chaleur de ce processus Q_a à la température T_a , est alors utilisée, par exemple pour le chauffage d'une habitation. La chaleur d'évaporation Q_e fournie à l'évaporateur peut être générée à partir d'une source externe renouvelable (géothermie par exemple).

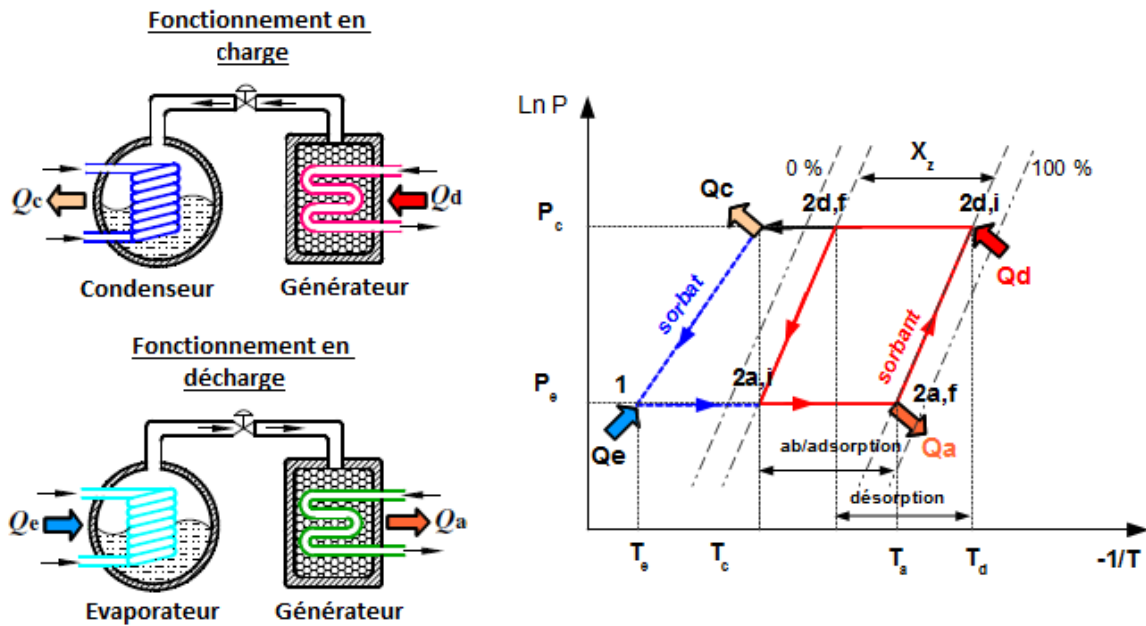


Figure I.9: Schéma de principe du fonctionnement d'un système thermochimique en cycle fermé et représentation dans le diagramme de Clausius-Clapeyron des points de fonctionnement théoriques à l'équilibre (avec X_z : fraction massique d'eau dans le sorbant)

La majorité des systèmes de sorption à cycle fermé destinés au stockage de chaleur sont encore à l'état de recherche et de démonstration. Plusieurs projets identifiés à ce jour ont néanmoins permis de mettre en évidence le potentiel et les performances de tels systèmes en vue d'une application comme moyen de chauffage au sein de l'habitat.

- **Projet Modestore** : Ce projet est mené par l'AEE-INTEC et porte sur l'utilisation du couple gel de silice/eau dans un système fermé sous vide partiel [29, 91]. La configuration du générateur consiste en un réacteur de forme cylindrique rempli de gel de silice et à l'intérieur duquel est disposé un échangeur de chaleur en forme de serpent. Le système est conçu pour un fonctionnement en inter-saisonnier. En été, la chaleur produite par des capteurs solaires chauffe un circuit d'eau qui sert de source de chaleur au générateur via l'échangeur de chaleur. Lors du fonctionnement en décharge, la chaleur produite par le processus est récupérée par l'échangeur de chaleur et transmise à un circuit d'eau alimentant un plancher chauffant. Un pilote de 1000 kg de gel de silice installé depuis 2005 dans une maison individuelle en Autriche a permis d'identifier une densité de sorption de 39 kWh/m^3 , ce qui est à la fois très inférieur à la capacité de stockage théorique attendu (190 kWh/m^3 de sorbant) et à la capacité ponctuelle de stockage d'un ballon d'eau chaude fournissant un écart de température de 60°C .

- **Projet MCES** : L'Université de Chiang Mai (Thaïlande) a développé un stockage à adsorption en circuit fermé utilisant 250 g de composite de sulfure de sodium (Na_2S , 175g) dispersé sur du graphite de carbone poreux (75 g) en vue d'une intensification des transferts [92, 93]. Le prototype développé a permis d'identifier lors de la décharge une puissance maximale de 0.24 kW pour un gain maximal de température de 30°C du sel.

- **Projet SWEAT** : Le projet européen SWEAT (Salt Water Energy Accumulation and Transformation) coordonné par l'ECN est basé sur la construction et l'expérimentation d'un prototype en circuit fermé composé de 2 modules de 3 kg de Na_2S et destiné par sorption de vapeur d'eau au stockage de chaleur et à la production de froid [62]. Les tests menés sur le prototype ont permis d'identifier une production de 3.7 kWh de chaleur (correspondant à une densité de 0.53 kWh/kg de sel) et de 2.1 kWh de froid.

I.4.2 Les systèmes ouverts

L'un des principaux inconvénients des systèmes fermés est la nécessité de fonctionner à très basse pression dans l'évaporateur afin de garantir une vaporisation du sorbat à basse température (5°C - 10°C dans le cas de l'eau). Cependant, créer et maintenir de telles conditions de sous-pressions au sein de systèmes nécessitent des dispositifs technologiques complexes et onéreux sur le long terme. Dès lors, afin de s'affranchir de ces contraintes et quand les conditions d'équilibre thermochimique du couple le permettent, le fonctionnement en cycle ouvert peut être envisagé.

L'une des principales caractéristiques de ces systèmes ouverts est le fonctionnement à pression atmosphérique. Pour le cas de systèmes utilisant l'eau comme sorbat, l'air humide est utilisé comme fluide caloporteur et la vapeur d'eau constitue le gaz réactif ou sorbat. Dans le cas de la désorption, l'air humide traverse le générateur contenant le sorbant « pauvre » (c.à.d. partiellement ou complètement hydraté), et dans le cas de l'adsorption le sorbant « riche » (c.à.d. partiellement ou complètement déshydraté). Dans de telles conditions, l'équilibre thermodynamique du couple sorbant/vapeur d'eau est défini suivant la pression partielle de vapeur d'eau et la température du sorbant. La grande majorité de systèmes ouverts de sorption utilisent des adsorbants solides comme matériaux sorbants en raison de leur matrice poreuse qui favorise le contact entre le sorbant et les molécules de vapeur d'eau contenues dans l'air. Le fonctionnement de tels systèmes repose sur le principe suivant illustré sur la Figure I.10:

- En phase de charge (désorption), le solide réactif se trouve dans un état appauvri ($2a,f$: état hydraté) et le gaz réactif (sorbit) à la pression atmosphérique, état **1** (P_{atm} , T_{amb}). L'apport de chaleur (capteur solaire thermique par exemple) au gaz réactif fait passer son état de l'état **1** (P_{atm} , T_{amb}) à l'état **1d** à une température suffisamment élevée pour le processus de désorption. Son transfert au sein du générateur fait baisser sa température à la valeur de la température de désorption T_d . En traversant le générateur, le gaz réactif provoque dans un premier temps, la montée en température du solide réactif jusqu'à la température de désorption ($2a,f \rightarrow 2d,i$), puis le fait passer de l'état pauvre $2d,i$ à l'état riche $2d,f$ suivant un processus endothermique. A sa sortie du lit, le gaz réactif peut retourner à son état initial soit en étant évacué vers l'extérieur, soit refroidissement au sein d'un condenseur. De même, le solide réactif enrichi maintenu à l'abri de l'air est ramené à la température ambiante par refroidissement naturel ou par récupération de sa chaleur sensible moyennant un dispositif approprié, et conservé en attente du fonctionnement en phase de décharge (appauvrissement).

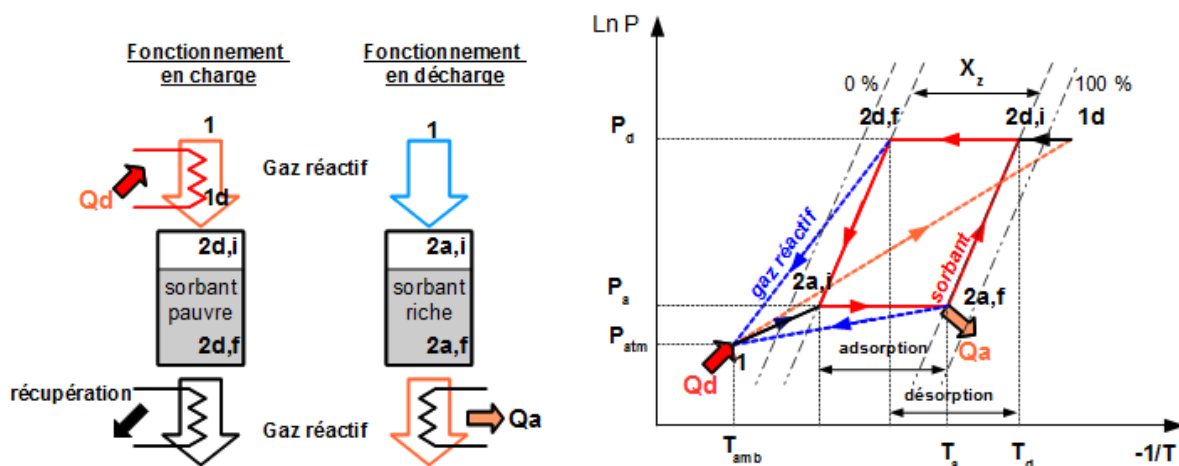


Figure I.10: Schéma de principe du fonctionnement d'un système thermochimique en cycle ouvert et représentation dans le diagramme de Clausius-Clapeyron des points de fonctionnement théoriques à l'équilibre (avec X_z : fraction massique d'eau dans le sorbant).

- Le fonctionnement en phase de décharge consiste à traverser le générateur contenant la solide réactif enrichi par le gaz réactif porté de l'état initial **1** (P_{atm} , T_{amb}) à l'état **2a,i** suite de son passage dans le ventilateur mécanique. La traversée du gaz réactif provoque son adsorption par le solide réactif suivant un processus exothermique. Le phénomène le fait passer de l'état enrichi **2a,i** à l'état pauvre **2a,f** et s'accompagne d'un dégagement de chaleur **Qa** qui est soit transmise au gaz neutre et évacué hors du générateur, soit récupérée au moyen d'un échangeur de chaleur. La chaleur fournie par le système peut ensuite être valorisée pour le chauffage d'une habitation.

Dans la littérature, de nombreux systèmes thermochimiques ou de sorption et fonctionnant en cycle ouvert, ont été conçus à des fins de chauffage ou de refroidissement de l'habitat. Ces systèmes, étant pour la grande majorité encore à l'état de prototype, utilisent divers types de sorbants (adsorbants poreux, sels hygroscopiques, composites chimiques) :

- Couple (15%MgSO₄ + zéolithe 13X)/H₂O – **Projet EDF R&D - CETHIL** : Comme nous l'avons vu au §1.2.3, le sorbant 15%MgSO₄ + zéolithe 13X est un matériau composite développé par les équipes de EDF R&D et du CETHIL (Centre de Thermique de Lyon). Le prototype développé pour la caractérisation du couple (5 kg de sorbant) et testé en cycle ouvert a permis d'identifier une densité énergétique de 90 kWh/m³ de composite lors de la décharge (20 m³/h, 1170 Pa).
- **Projet ECN** : Dans le cadre d'un projet sur l'identification de couples thermochimiques adaptés au stockage de chaleur dans l'habitat, des équipes du Netherlands Energy Research Foundation (ECN) ont procédé à des tests en cycles ouverts de divers couples sels hygroscopiques/eau (CaCl₂, MgCl₂, MgSO₄, Na₂S, Al₂(SO₄)₃). Parmi ceux-ci, le couple chlorure de magnésium/eau s'est avéré disposer des meilleures performances thermochimiques. En effet, les tests ont permis d'identifier une densité énergétique de 139 kWh/m³ de réacteur lors de la charge et un gain de température de 18°C lors de la décharge (36 m³/h, pression partielle de vapeur égale à 1200 Pa) [55].

- Couple $\text{KAl}_2(\text{SO}_4)_3/\text{H}_2\text{O}$ – **Projet INES** (Institut National de l’Energie Solaire) : Ce couple a été testé au sein d’un prototype contenant 25 kg de ce sel et fonctionnant en circuit ouvert [61]. Cette expérimentation a permis d’identifier une densité énergétique de 240 kWh/m^3 de réacteur et la phase d’hydratation a fourni une puissance moyenne de 100 W sous $150 \text{ m}^3/\text{h}$ de débit d’air et 1130 Pa de pression partielle de vapeur.

Le fonctionnement en cycle ouvert des systèmes nécessite de faire traverser le sorbant solide à la fois par le gaz réactif (vapeur d’eau) et le gaz inerte (air sec) (dont la quantité est souvent largement supérieure à celle du gaz réactif). Ce qui entraîne des problèmes de transferts de masse au sein de la structure poreuse du solide réactif et constitue l’une des principales limites de ces systèmes. Toutefois, par comparaison aux systèmes fermés, ceux-ci semblent mieux adaptés à l’utilisation de sorbants poreux (ce qui est le cas dans ces travaux) pour des applications de stockage de chaleur au sein des habitations en raison de la possibilité d’exploitation directe de la vapeur d’eau contenue dans l’air lors de la décharge. Cet argument, en plus de ceux-ci précédemment évoqués sur les avantages et les inconvénients des systèmes ouverts et fermés, a conduit au choix d’un système ouvert pour l’étude des performances d’un stockage de zéolithe intégrée au bâtiment.

I.5. Conclusion

L’étude qui a été menée a permis de dresser un état de l’art des couples utilisés et des projets réalisés dans le cadre du stockage de chaleur par sorption ou par voie thermochimique. Différents couples ont été présentés en terme de densité de stockage, coûts, puissance fournie et gain de température en décharge. Les résultats issus de prototypes expérimentés permettent de constater que les densités énergétiques les plus élevées obtenues sont de 2 à 2.5 fois supérieures à celle de l’eau chaude (81 kWh/m^3 avec $\Delta T = 70 \text{ }^\circ\text{C}$), ce qui est relativement bas en comparaison des densités théoriques visées. De plus, sur l’ensemble des projets réalisés, l’irréversibilité (inhérente aux matériaux) crée à chaque cycle et limitant la cyclabilité des processus de sorption n’apparaît pas comme suffisamment prise en compte lors de l’évaluation des performances thermochimiques des matériaux caractérisés. Celle-ci peut pourtant considérablement dégrader les densités énergétiques théoriques de ces matériaux, les rendant ainsi moins intéressants sur du long terme.

Quelques études sur le fonctionnement des systèmes à cycle ouvert et à cycle fermé a permis constater que si le fonctionnement à basse pression représente un avantage au sein des systèmes à cycle fermé (disponibilité de source de chaleur à basse température), il représente cependant l’une de leurs principales limites. En effet, le fonctionnement à basse pression génère de fortes contraintes technologiques (étanchéité, résistance à de faibles pressions, de l’ordre de 1000 Pa) dans la réalisation des réacteurs thermochimiques et autres composants du système tels que l’évaporateur et le condenseur. De plus, la nécessité d’intégrer un échangeur de chaleur (pour l’apport et la récupération de chaleur) au sein du générateur diminue considérablement la densité énergétique de ces systèmes contrairement aux systèmes ouverts. Concernant les systèmes ouverts, la forte dilution du sorbat actif au sein du gaz neutre

constitue l'un de leurs principaux inconvénients. Cela impose, dans le cas de l'air humide, des fortes teneurs en humidité (60-80 %) à l'atteinte de puissances significatives ($> 1.5 \text{ kW}$) en vue de l'application souhaitée.

Parmi l'ensemble des couples présentés, les sels chimiques semblent les mieux adaptés au stockage de chaleur avec leurs fortes densités énergétiques théoriques ($> 300 \text{ kWh/m}^3$). Toutefois, la mise en œuvre difficile du lit (en terme densité et de perméabilité à l'écoulement) constituent les principaux verrous à l'utilisation de ces matériaux au sein de systèmes thermochimiques. Le recours aux matrices poreuses permet certes de s'affranchir des difficultés liés aux transferts de masse et de chaleur, cependant les procédés liés à la parfaite caractérisation du composite formé semble encore mal maîtrisés.

Références

- [1] P. Tatsidjoudoug, N. Le Pierres, L. Luo. A review of potential materials for thermal energy storage in building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2013;18:327-349.
- [2] K. E. N'Tsoukpoe, H. Liu, N. Le Pierres, L. Luo. A review on long-term sorption solar energy storage. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2009;13:2385-2396.
- [3] Ministère de l'Ecologie du Développement durable et de l'Energie. Chiffres Clés de l'énergie. 2012. Report at: http://www.google.fr/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=2&cad=rja&ved=0CDkQFjAB&url=http%3A%2F%2Fwww.developpement-durable.gouv.fr%2FIMG%2Fpdf%2FRep_-Chiffres_cles energie.pdf&ei=bRziUry9B8WO7AbW0IHQBw&usg=AFQjCNHTJwPMaVnTDAx3FWP8fFU68yuBSg&sig2=y9yPDQ1Yp8uo2Pu05_BXRg&bvm=bv.59930103,d.ZG4.
- [4] International Energy Agency. World energy statistics. 2011. 696 p. Report no.978-92-64-12413-4. available at: <http://www.iea.org>.
- [5] N. C. Srivastava, I. W. Eames. A review of adsorbents and adsorbates in solid-vapour adsorption heat pump systems. *Applied Thermal Engineering* 1998;18:707-714.
- [6] S. Brunauer, P. H. Emmett, E. Teller. Adsorption of gases in multimolecular layers. *Journal of the American Chemical Society* 1938;60:309-319.
- [7] M. M. Dubinin, V. A. Astakhov. Description of adsorption equilibria of vapors on zeolites over wide ranges of temperature and pressure. *Advances in Chemistry Series* 1971 69-&.
- [8] I. Langmuir. The adsorption of gases on plane surfaces of glass, mica and platinum. *Journal of the American Chemical Society* 1918;40:1361-1403.
- [9] El-Sharkawy I.I., Kuwahara K., Saha B.B., Koyama S., N. K.C. Experimental investigation of activated carbon fibers/ethanol pairs for adsorption cooling system application. *Applied Thermal Engineering* 2006;26:859-865.
- [10] L. W. Wang, R. Z. Wang, R. G. Oliveira. A review on adsorption working pairs for refrigeration. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2009;13:518-534.
- [11] J. Cot-Gores, A. Castell, L. F. Cabeza. Thermochemical energy storage and conversion: A-state-of-the-art review of the experimental research under practical conditions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2012;16:5207-5224.
- [12] J. Janchen, D. Ackermann, H. Stach, W. Brosicke. Studies of the water adsorption on Zeolites and modified mesoporous materials for seasonal storage of solar heat. *Solar Energy* 2003;76:339-344.
- [13] J. Janchen, D. Ackermann, E. Weiler, H. Stach, W. Brosicke. Calorimetric investigation on zeolites, AlPO_4 's and CaCl_2 impregnated attapulgite for thermochemical storage of heat. *Thermochimica Acta* 2005;434:37-41.
- [14] B. Dawoud, Y. Aristov. Experimental study on the kinetics of water vapor sorption on selective water sorbents, silica gel and alumina under typical operating conditions of sorption heat pumps. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2003;46:273-281.
- [15] T. C. Hui, K. C. Ng, A. Chakraborty, N. M. Oo, M. A. Othman. Adsorption Characteristics of Silica Gel + Water Systems. *Journal of Chemical Engineering Data* 2002;47:1177-1181.
- [16] M. Ito, F. Watanabe, M. Hasatani. Improvement of both adsorption performance of silica gel and heat transfer characteristics by means of heat exchange modulation for a heat pump. *Heat Transfer Japanese Research* 1996;25:420-433.

- [17] C. X. Jia, Y. J. Dai, J. Y. Wu, R. Z. Wang. Use of compound desiccant to develop high performance desiccant cooling system. *International Journal of Refrigeration* 2007;30:345-353.
- [18] L. M. Sun, F. Meunier. *Adsorption : Aspects théoriques. Techniques de l'Ingénieur*. 2003.
- [19] M. A. Rady, A. S. Huzayyin, E. Arquis, P. Monneyron, C. Lebot, E. Palomo. Study of heat and mass transfer in a dehumidifying desiccant bed with macro-encapsulated phase change materials. *Renewable Energy* 2009;34:718-726.
- [20] S. K. Henninger, F. Jeremias, H. Kummer, P. Schossig, H.-M. Henning. Novel Sorption Materials for Solar Heating and Cooling. In: *Proceedings of the International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry*. 2012
- [21] C. Bales, P. Gantenbein, D. Jaenig, H. Kerskes, K. Summer, M. Van Essen, R. Weber. Laboratory tests of chemical reactions and prototype sorption storage units. 2008. 55 p. Report no.B4-Task 32. available at: <http://www.iea-shc.org/publications/downloads/task32-b4.pdf>.
- [22] G. Gartler, D. Jähnig, G. Purkarthofer, W. Wagner. Development of a High Energy density Sorption Storage System. In: *Proceedings of the EUROSUN*. 2004
- [23] J.-C. Hadorn, C. Bales, W. Streicher, H. Drucek. Concepts de stockage innovants pour bâtiments solaires et basse énergie. 2007. IEA SHC e-Newsletter - n ° 4.
- [24] A. Hauer. Adsorption systems for TES-Design and demonstration projects. In: *Proceedings of the Thermal Energy Storage for Sustainable Energy Consumption Conference*. 2007
- [25] D. Jaehnig, R. Hausner, W. Wagner, C. Isaksson. Thermo-chemical storage for solar space heating in single-family house. In: *Proceedings of the ECOSTOCK*. 2006
- [26] Z. Knez, Z. Novak. Adsorption of water vapor on silica, alumina, and their mixed oxide aerogels. *Journal of Chemical Engineering Data* 2001;46:858-860.
- [27] E.-P. Ng, S. Mintova. Nanoporous materials with enhanced hydrophilicity and high water sorption capacity. *Microporous and Mesoporous Materials* 2008;114:1-26.
- [28] P. L. Llewellyn, F. Schuth, Y. Grillet, F. Rouquero, J. Rouquero, K. K. Unger. Water sorption on mesoporous aluminosilicate MCM-41. *Langmuir* 1995;11:574-577.
- [29] A. Hauer. Thermal energy storage with zeolite for heating and cooling applications. In: *Proceedings of the 3rd Workshop of Annex 17 ECES IA / IEA*. 2002
- [30] U. Lohse, E. Liiffler, K. Kosche, J. Janchen, B. Parlitz. Isomorphous substitution of silicon in the erionite-like structure AIP04-17 and acidity of SAPO-17. *Zeolites* 1993;13:549-556.
- [31] O. P. Shrivastava, S. Komarneni, P. Malla. Hydrothermal synthesis, cesium selectivity and water sorption property of $V_2O_5 \cdot nH_2O$ gel. *Materials Research Bulletin* 1991;26:357-366.
- [32] R. Szostak. *Handbook of molecular sieves*. Van norstrand reinhold. New York. 2003.
- [33] D. Plee. *Zéolithes. Techniques de l'Ingénieur*. 2003.
- [34] D. M. Ruthven. *Principles of adsorption and adsorption processes*. New York. Wiley Interscience. 1984.
- [35] S. Hongois, F. Kuznik, P. Stevens, J.-J. Roux. Development and characterisation of a new $MgSO_4$ -zeolite composite for long-term thermal energy storage. *Solar Energy Materials and Solar Cells* 2011;95:1831-1837.
- [36] R. T. YANG. *Adsorbents :Fundamentals and Applications*. New York. Wiley-Interscience. 2003.
- [37] S. Mintova, T. Bein. Nanosized zeolite films for vapor-sensing applications. *Microporous and Mesoporous Materials* 2001;50:159-166.

- [38] J. Ehrenmann, S. K. Henninger, C. Janiak. Water Adsorption Characteristics of MIL-101 for Heat-Transformation Applications of MOFs. *European Journal of Inorganic Chemistry* 2011;2011:471-474.
- [39] G. Ferey. Hybrid porous solids: past, present, future. *Chemical Society Reviews* 2008;37:191-214.
- [40] O. M. Yaghi, M. O'Keeffe, N. W. Ockwig, H. K. Chae, M. Eddaoudi, J. Kim. Reticular synthesis and the design of new materials. *Nature* 2003;423:705-714.
- [41] J. Jänchen, H. Stachb. Adsorption properties of porous materials for solar thermal energy storage and heat pump applications. In: *International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry*. 2012
- [42] C. Baerlocher, L. B. McCusker, D. H. Olson. *AtlAs of Zeolite frAmework types*. Londres.Elsevier. 2007.
- [43] M. Takbiri, K. J. Jozani, A. M. Rashidi, H. R. Bozorgzadeh. Preparation of nanostructured activated alumina and hybrid alumina-silica by chemical precipitation for natural gas dehydration. *Microporous and Mesoporous Materials* 2013;182:117-121.
- [44] R. Weber, V. Dorer. Long-term heat storage with NaOH. *Vacuum* 2008;82:708-716.
- [45] C. Bales, P. Gantenbein, A. Hauer, H.-M. Henning, D. Jaenig, H. Kerskes. Thermal properties of materials for thermo-chemical storage of solar heat. 2005. 20 p. Report no.B2-Task 32. available at: [http://www.iea-shc.org/publications/downloads/task32-Thermal Properties of Materials.pdf](http://www.iea-shc.org/publications/downloads/task32-Thermal%20Properties%20of%20Materials.pdf).
- [46] K. E. N'Tsoukpoe, N. Le Pierrès, L. Luo. Numerical dynamic simulation and analysis of a lithium bromide/water long-term solar heat storage system. *Energy* 2012;37:346-358.
- [47] R. Weber. Long-term heat storage with NaOH. In: *Proceedings of the EUROSUN -2nd International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings*. 2010
- [48] C. Bales. Solar Energy Research Center (SERC). Chemical and sorption heat storage. In: *Proceedings of the Danvak seminar (Solar heating systems - Combisystems - Heat storage)*. 2006
- [49] N. Le-Pierrès, H. Liu, L. Luo. CaCl₂/H₂O absorption seasonal storage of solar heat. In: *Proceedings of the International Conference for Sustainable Energy Storage*. 2011
- [50] H. Liu, L. Luo, N. Le Pierrès. Stockage inter-saisonnier d'énergie solaire pour l'habitat par absorption. Phd Thesis; Université de Grenoble. 2010.
- [51] L. Greenspan. Humidity fixed-points of binary saturated aqueous-solutions. *Journal of Research of the National Bureau of Standards Section a-Physics and Chemistry* 1977;81:89-96.
- [52] O. Opel, H. U. Rammelberg, M. Gérard, W. Ruck. Thermochemical storage materials research - TGA/DSC-hydration studies. In: *Proceedings of the International Conference for Sustainable Energy Storage*. 2011
- [53] V. M. Van Essen, J. Cot Gores, L. P. J. Bleijendaal, H. A. Zondag, R. Schuitema, W. G. J. Van Helden. Characterisation of salt hydrates for compact seasonal thermochemical storage. In: *Proceedings of the ASME 3rd International Conference on Energy Sustainability*. 2009
- [54] C. Ferchaud. Characterization of the sorption process in thermochemical materials for seasonal solar heat storage application. In: *Proceeding of the 12th International Conference on Energy Storage (Innostock 2012)*. 2012
- [55] H. A. Zondag. Prototype thermochemical heat storage with open reactor system. In: *Proceeding of the 12th International Conference on Energy Storage (Innostock 2012)*. 2012
- [56] M. Van Essen, L. P. J. Bleijendaal, B. W. J. Kikkert, A. H. Zondag, M. Bakker, P. W. Bach. Development of a compact heat storage system based on salt hydrates.

- In:Proceedings of the EUROSUN 2010, 2nd International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings. 2010
- [57] M. Van Essen, A. H. Zondag, R. Schuitema, W. G. J. van Helden, C. C. M. Rindt. Materials for thermochemical storage: characterization of magnesium sulfate. In:Proceedings of the EUROSUN-1st International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings. 2008
- [58] K. Visscher, J. B. J. Veldhuis. Comparison of candidate materials for seasonal storage of solar heat through dynamic simulation of building and renewable energy system. In:Proceedings of the ninth international building performance simulation association. 2005
- [59] H. A. Zondag, B. W. J. Kikkert, S. Smeding, M. Bakker. Thermochemical seasonal solar heat storage with $\text{MgCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$: first upscaling of the reactor. In:Proceedings of the International Conference for Sustainable Energy Storage. 2011
- [60] F. Bertsch, B. Mette, S. Asenbeck, H. Kerskes, H. Müller-Steinhagen. Low temperature chemical heat storage - an investigation of hydration reactions. In:Proceedings of the EFFSTOCK. 2009
- [61] F. Marias, G. Tanguy, J. Wytenbach, S. Rouge, P. Papillon. Thermochemical Storage: first results of pilot storage system with moist air. In:Proceedings of the ISES World Congress. 2011
- [62] R. Boer, W. Haije, J. Veldhuis, S. Smeding. Solid sorption cooling with integrated storage: the SWEAT prototype. In:Proceedings of the 3rd international heat powered cycles conference—HPC 2004
- [63] B. Michel, N. Mazet, S. Mauran, D. Stitou, J. Xu. Thermochemical process for seasonal storage of solar energy: Characterization and modeling of a high density reactive bed. *Energy* 2012;47:553-563.
- [64] S. Hennaut, S. Thomas, P. André, E. Courbon, T. Le Berigot, M. Frere. Prédimensionnement par simulations dynamiques d'un réacteur de stockage thermochimique assurant l'autonomie d'un système solaire combiné. In:Proceedings of the Congrès Français de Thermique. 2011
- [65] K. Posern, C. Kaps. Calorimetric studies of thermochemical heat storage materials based on mixtures of MgSO_4 and MgCl_2 . *Thermochimica Acta* 2010;502:73-76.
- [66] L. Hui, N. T. K. Edem, L. P. Nolwenn, L. Lingai. Evaluation of a seasonal storage system of solar energy for house heating using different absorption couples. *Energy Conversion and Management* 2011;52:2427-2436.
- [67] H. Lahmidi, S. Mauran, V. Goetz. Definition, test and simulation of a thermochemical storage process adapted to solar thermal systems. *Solar Energy* 2006;80:883-893.
- [68] E. Ruiz-Agudo, J. D. Martin-Ramos, C. Rodriguez-Navarro. Mechanism and kinetics of dehydration of epsomite crystals formed in the presence of organic additives. *Journal of Physical Chemistry* 2007;1:41-52.
- [69] Y. Aristov, M. M. Tokarev, G. Cacciola. Selective water sorbents for multiple applications: 2. CaCl_2 confined in micropores of the silica gel:sorption properties. *Reaction Kinetics and Catalysis Letters* 1996;59:335-342.
- [70] Y. I. Aristov, D. M. Chalaev, B. Dawoud, L. I. Heifets, O. S. Popel, G. Restuccia. Simulation and design of a solar driven thermochemical refrigerator using new chemisorbents. *Chemical Engineering Journal* 2007;134:58-65.
- [71] Y. I. Aristov, B. Dawoud, I. S. Glaznev, A. Elyas. A new methodology of studying the dynamics of water sorption/desorption under real operating conditions of adsorption heat pumps: Experiment. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2008;51:4966-4972.

- [72] Y. I. Aristov, I. S. Glaznev, A. Freni, G. Restuccia. Kinetics of water sorption on SWS-1L (calcium chloride confined to mesoporous silica gel): Influence of grain size and temperature. *Chemical Engineering Science* 2006;61:1453-1458.
- [73] Y. I. Aristov, G. Restuccia, G. Cacciola, V. N. Parmon. A family of new working materials for solid sorption air conditioning systems. *Applied Thermal Engineering* 2002;22:191-204.
- [74] A. Freni, F. Russo, S. Vasta, M. Tokarev, Y. I. Aristov, G. Restuccia. An advanced solid sorption chiller using SWS-1L. *Applied Thermal Engineering* 2007;27:2200-2204.
- [75] L. G. Gordeeva, G. Restuccia, G. Cacciola, Y. I. Aristov. Selective water sorbents for multiple applications, 5-libr confined in mesopores of silica-gel - sorption properties. *Reaction Kinetics and Catalysis Letters* 1998;63:81-88.
- [76] E. A. Levitskij, Y. I. Aristov, M. M. Tokarev, V. N. Parmon. "Chemical Heat Accumulators": A new approach to accumulating low potential heat. *Solar Energy Materials and Solar Cells* 1996;44:219-235.
- [77] H. Wu, S. Wang, D. Zhu, Y. Ding. Numerical analysis and evaluation of an open-type thermal storage system using composite sorbents. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2009;52:5262-5265.
- [78] D. Zhu, H. Wu, S. Wang. Experimental study on composite silica gel supported CaCl_2 sorbent for low grade heat storage. *International Journal of Thermal Sciences* 2006;45:804-813.
- [79] S. Hongois. Stockage de chaleur inter-saisonnier parvoie thermochimique pour le chauffage solaire de la maison individuelle. Phd Thesis; INSA. 2011.
- [80] S. Hongois, P. Stevens, A.-S. Coince, F. Kuznik, J.-J. Roux. Thermochemical storage using composite materials. In: *Proceedings of the EUROSUN-1st International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings*. 2008
- [81] H. Kerskes, B. Mette, S. Asenbeck, H. Drück, H. Müller-Steinhagen. Experimental and numerical investigations on thermo chemical heat storage. In: *Proceedings of the EUROSUN -2nd International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings*. 2010
- [82] A. Ristić, S. Henninger, V. Kaučič. Investigation on new water sorbent for heat storage. In: *Proceedings of the International Conference for Sustainable Energy Storage*. 2011
- [83] PROMES-CNRS, UPR 8521. Laboratoire Procédés, Matériaux et Energie Solaire, Technosud, 66100 Perpignan, France.
- [84] S. Mauran, H. Lahmidi, V. Goetz. Solar heating and cooling by a thermochemical process. First experiments of a prototype storing 60 kWh by a solid/gas reaction. *Solar Energy* 2008;7:623-636.
- [85] H. A. Zondag, V. M. Van Essen, L. P. J. Bleijendaal, B. W. J. Kikkert, M. Bakker. Application of $\text{MgCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ for thermochemical seasonal solar heat storage. In: *Proceedings of 5th International Renewable Energy Storage Conference (IRES)*. 2010
- [86] J. Mrowiec-Białoń, A. B. Jarzebski, A. I. Lachowski, J. J. Malinowski, Y. I. Aristov. Effective hybride adsorbents of water vapour by the sol-gel method. *Chemistry of Materials* 1997; 9:2486-2490.
- [87] J. Mrowiec-Białoń, A. I. Lachowski, A. B. Jarzebski, L. G. Gordeeva, Y. I. Aristov. $\text{SiO}_2\text{-LiBr}$ Nanocomposite Sol-Gel Adsorbents of Water Vapor: Preparation and Properties. *Journal of Colloid and Interface Science* 1999;218:500-503.
- [88] A. Sapienza, I. S. Glaznev, S. Santamaria, A. Freni, Y. I. Aristov. Adsorption chilling driven by low temperature heat: New adsorbent and cycle optimization. *Applied Thermal Engineering* 2012;32:141-146.
- [89] S. Marsteau. Adsorption. INRS 2005;39.

- [90] G. Whiting, D. Grondin, S. Bennici, A. Auroux. Heats of water sorption studies on zeolite-MgSO₄ composites as potential thermochemical heat storage materials. *Solar Energy Materials and Solar Cells* 2013;112:112-119.
- [91] J.-C. Hadorn. Thermal energy storage for solar and low energy buildings—state of the art. 2005. 170 p. Report no.84-8409-877-X. available at: www.iea-shc.org.
- [92] K. Iammak, W. Wongsuwan, T. Kiatsiriroj. Investigation of Modular Chemical Energy Storage Performance. In:Proceedings of the The Joint International Conference on “Sustainable Energy and Environment (SEE). 2004
- [93] W. Wongsuwan, T. Kiatsiriroj. A performance study on a chemical energy storage system using sodium sulphide-water as the working pair. In:Proceedings of the 6th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference. 2004

Chapitre II

Modélisation du système

II.1. Introduction

Le but de ce chapitre est la modélisation du comportement énergétique de chacun des composants du système de stockage de chaleur par sorption (SSCS). La première partie est consacrée à la présentation du système et ainsi qu'à la description de son fonctionnement. La seconde partie présente l'outil numérique ayant servi d'environnement à la modélisation et à la simulation du SSCS. Dans la troisième partie, la modélisation de chacun des principaux composants du SSCS est présentée. Avec notamment, pour chacun des modèles présentés, une description des phénomènes physiques modélisés et de l'implantation de ceux-ci au sein de l'outil numérique pour simulation.

II.2. Présentation du SSCS

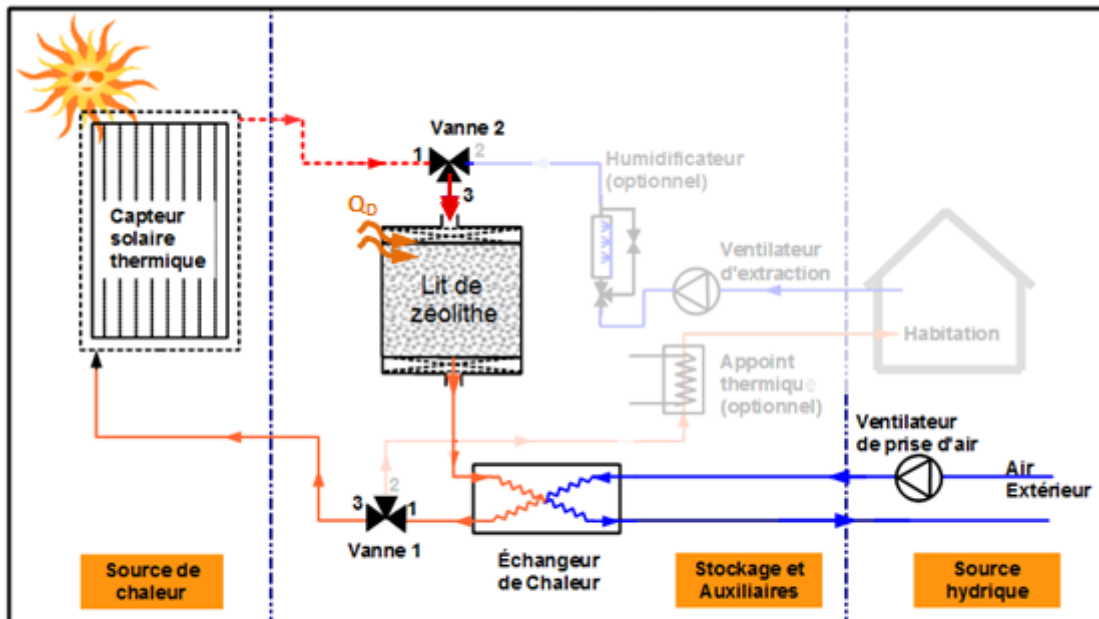
II.2.1. Objectifs

Les travaux de recherche réalisés dans le cadre de cette thèse sont partie intégrante d'une des tâches du projet ANR-STAID (Seasonal Thermochemical heat storage In buildDings). Ce projet STAID a pour but le développement d'un procédé innovant de stockage de chaleur longue durée par sorption pour le bâtiment, avec comme atouts principaux pour le système développé : *(i)* d'être compatible avec la chaleur générée par des capteurs thermiques solaires, *(ii)* d'utiliser comme matériaux de stockage de chaleur des matériaux économiquement accessibles et écologiquement neutres, *(iii)* et de palier aux besoins thermiques de chauffage (puissance thermique, énergie thermique fournie) d'une habitation individuelle performante sur le plan énergétique. De plus, le système se veut flexible pour un fonctionnement en inter-saisonnier ou au fil des saisons, avec une valorisation optimum des apports solaires gratuits.

II.2.2. Description du fonctionnement

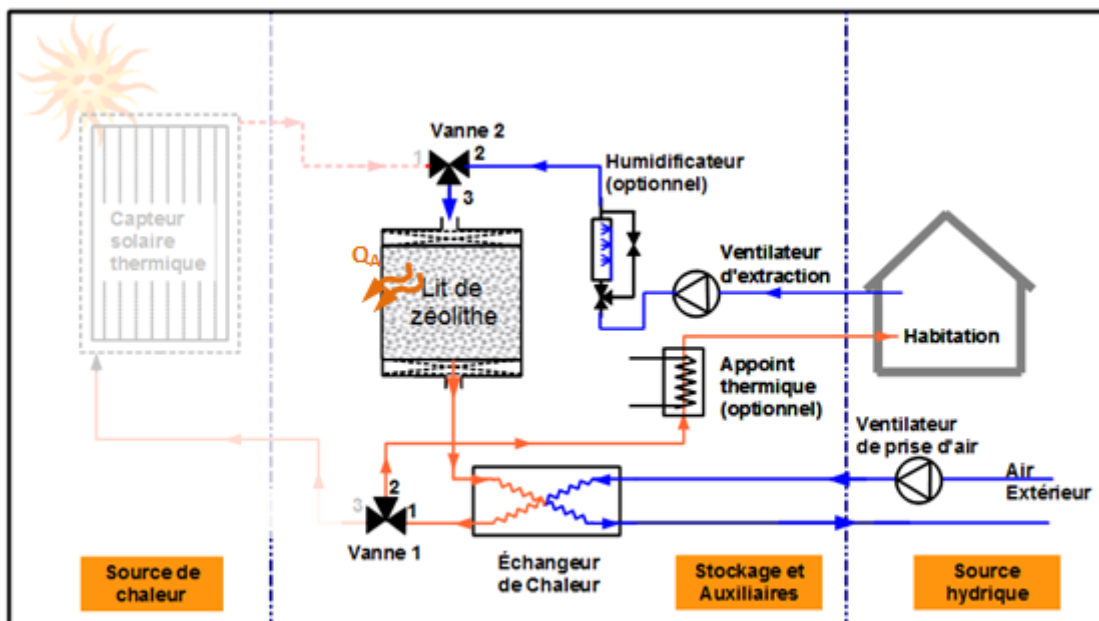
Le système étudié est un système ouvert se composant d'un réacteur de sorption (élément central du système) contenant des billes de zéolithe 13X, d'un capteur solaire thermique fournissant la chaleur nécessaire à la charge du système (stockage de zéolithe en phase de désorption), d'une maison individuelle thermiquement performante (coefficient de déperditions thermiques inférieur à 90 W/K), et d'auxiliaires de fonctionnement (ventilateurs, échangeur de chaleur, canalisations, vannes, etc...) dont un humidificateur d'air dont la fonction est d'augmenter l'humidité de l'air admis en circulation au sein du stockage de zéolithe lorsque la puissance thermique fournie par ce dernier est insuffisante au regard des besoins (Cf. Figures II.1.a et II.1.b). La description du fonctionnement du SSCS est la suivante : en été ou pendant les périodes d'ensoleillement suffisant, les capteurs thermiques solaires produisent la chaleur nécessaire à la déshydratation de la zéolithe contenue dans le réacteur de sorption (Cf. Figures II.1.a). Le système fonctionnant en système ouvert, l'air ambiant sert de fluide caloporteur et la vapeur d'eau de sorbat pour le processus de

désorption. La déshydratation, qui est endothermique, constitue le principe de stockage de la chaleur fournie par les capteurs solaires thermiques.



Fonctionnement en charge : Vanne 1 (voies 1 et 3 ouvertes, voie 2 fermée),
Vanne 2 (voies 1 et 3 ouvertes, voie 2 fermée)

Figure II. 1.a : Schéma fonctionnel du système en fonctionnement charge



Fonctionnement en décharge : Vanne 1 (voies 1 et 2 ouvertes, voie 3 fermée),
Vanne 2 (voies 2 et 3 ouvertes, voie 1 fermée)

Figure II.1.b : Schéma fonctionnel du système en fonctionnement décharge

Cette phase est qualifiée de phase de charge du système. En hiver ou pendant les périodes où le besoin de chaleur se fait sentir, l'air extrait de l'habitation est circulée à l'intérieur du stockage et son contenu hydrique utilisé comme source d'humidité pour

l'hydratation de la zéolithe (Cf. Figure II.1.b). Le processus est exothermique et fournit la chaleur (récupérée par le biais d'un échangeur de chaleur) permettant de couvrir partiellement ou totalement les besoins de chauffage de l'habitat. Cette phase est qualifiée de phase de décharge du système.

II.3. Outil de modélisation et de simulation

II.3.1. Présentation du logiciel

Le logiciel servant d'environnement numérique à la modélisation et à la simulation du SSCS est le logiciel Dymola (Dynamic Modeling Laboratory) [1]. Ce dernier permet de construire des modèles physiques suivant le type orienté-objet (chaque composant d'un modèle est lui-même le résultat d'un modèle comportant des équations décrivant les principaux processus physiques inhérents à son fonctionnement) et est adapté à la fois à la modélisation et la simulation de systèmes complexes. Ses principaux avantages sur d'autres logiciels de simulation de la même famille (Simulink, Trnsys, Clim 2000, Pleiade, etc..) sont d'une part dans sa grande souplesse permettant de traiter rapidement et simultanément au sein d'un même environnement le comportement dynamique et des interactions complexes entre divers composants issus de domaines d'ingénierie différents, et d'autre part dans le caractère dit « d'héritance » de ses modèles permettant une génération plus simplifiée et aisée de modèles complexes à partir de modèles plus simples. L'utilisation de Dymola pour la modélisation de systèmes donne aux utilisateurs le choix de créer leurs propres modèles ou d'utiliser des modèles existants inclus au sein de bibliothèques intégrées au logiciel. L'approche adoptée dans le cadre de ces travaux consiste en une combinaison des deux. Ceci permet de générer des systèmes s'adaptant mieux à des besoins spécifiques des utilisateurs en termes de modélisation et simulation.

Dymola utilise le langage de modélisation libre Modélica. Ce langage fut développé afin de permettre un échange et une réutilisation de modèles de systèmes dynamiques dans un format standardisé. Modélica trouve sa source dans le langage de programmation C++.

II.3.2. Architecture du logiciel

L'architecture du logiciel de simulation Dymola est présentée à la Figure II.2. Celui-ci dispose d'un outil d'édition graphique permettant une conception aisée de modèles suivant le principe d'héritance ou de réutilisation de modèles contenus dans les bibliothèques disponibles. Cette approche modulaire facilite l'interconnexion entre les différents modèles: les sorties d'un modèle devenant les entrées d'un autre. Pour chaque modèle, l'articulation est faite autour de 3 éléments : les variables d'entrée, les paramètres et les variables de sortie.

Le logiciel dispose également d'un outil d'encodage, permettant la traduction de modèles écrits en langage Modélica en code C pour les besoins de la simulation. Le code C une fois généré peut également être exporté vers d'autres langages de simulation pour d'autres usages.

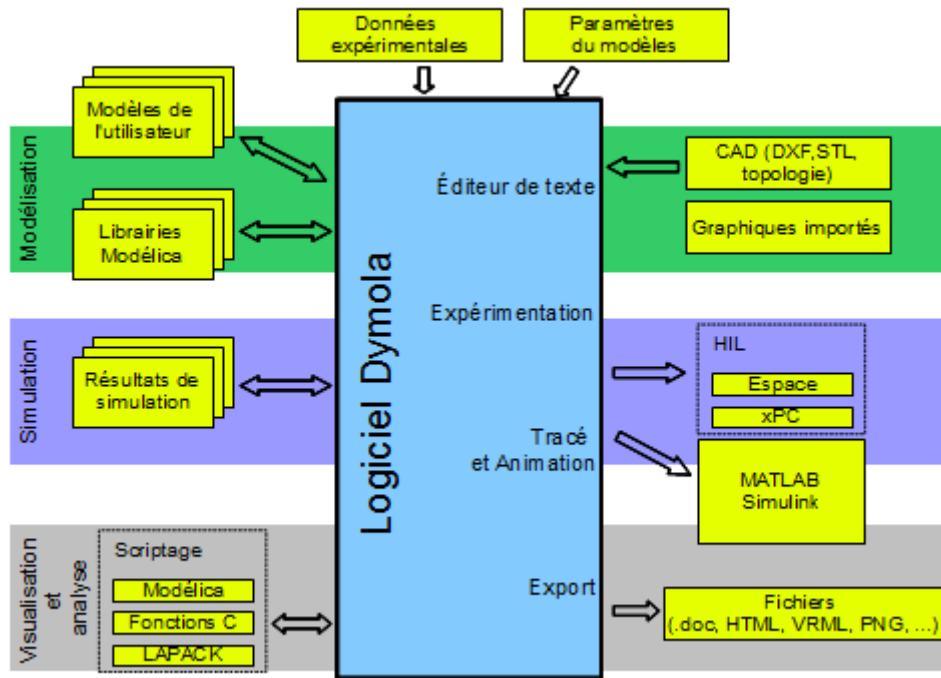


Figure II. 2: Architecture du logiciel Dymola [1]

II.4. Modélisation des composants du système

II.4.1. La maison individuelle

II.4.1.1. Description

Les besoins thermiques de chauffage à satisfaire au moyen du SSCS sont ceux du bâtiment de référence connu sous le nom de maison « Mozart ». Il s'agit d'une construction conforme au label BBC-effinergie c.-à-d. répondant aux exigences de la réglementation thermique 2012 en termes de consommation énergétique et de perméabilité à l'air [2].

Le bâtiment « Mozart » est un bâtiment composé de 4 pièces principales qui s'inscrit dans la tendance actuelle du parc français de construction de logements individuels neufs et qui contribue à l'atteinte des objectifs du Grenelle de l'Environnement à l'horizon 2050 (Réduction d'un facteur 4 des émissions de gaz à effet de serre). La construction dispose d'un espace de vie de 100 m² pour une SHON (Surface Hors-Œuvre Nette) de 119.40 m² (Cf. Figure II.3). C'est une construction de plain-pied sans comble aménagé.

Dans le cadre des travaux de cette thèse, bien que constitué de plusieurs pièces, le volume intérieur de l'habitation est assimilé à un ensemble monozone de volume égal à la somme des volumes des pièces. Cette hypothèse est introduite lors de la modélisation des échanges thermiques avec le volume intérieur de l'habitation afin de ne pas tenir compte des courants de diffusion thermiques et massiques (causés par les gradients thermiques et massiques) au sein du volume.

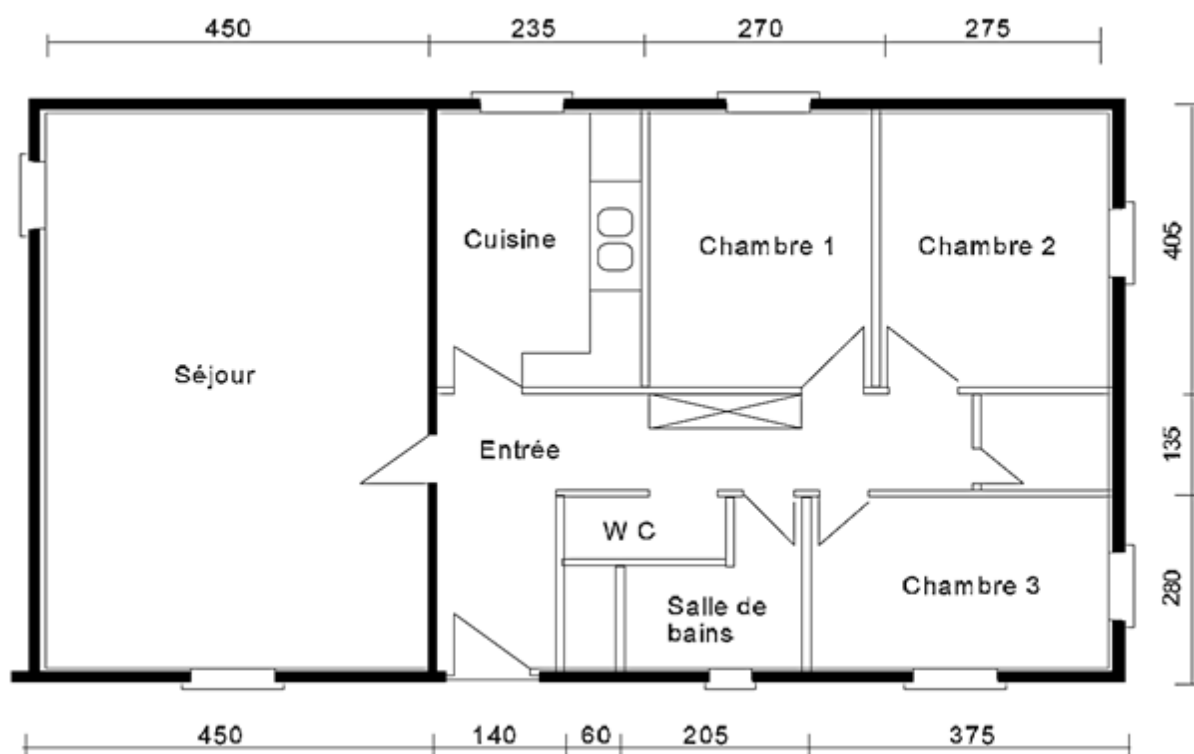


Figure II. 3 : Plan de la maison individuelle de type « Mozart »[3]

La modélisation des échanges thermiques et massiques avec ce volume d'air est présentée dans l'Annexe I.

II.4.1.2. Structure des façades

II.4.1.2.1. Composition des parois non-vitrées

Le Tableau II.1 présente les caractéristiques des matériaux constitutifs des parois du bâtiment « Mozart ».

Tableau II.1 : Composition et propriétés thermophysiques des parois non-vitrées [3]

Désignation	Composition	Epaisseur (cm)	Conduc-tivité thermique (W/(m.K))	Masse volumi-que (kg/m ³)	Chaleur spécifique (J/(kg.K))	Résistance thermique (m ² .K/W)
Parois verticales	Plaque de plâtre	1.5	0.30	850	1200	5.25
	Polystyrène expansé	20	0.04	20	1450	
	Bloc de Béton manufacturé	20	1.00	1000	1000	
Plancher bas	Carrelage	1.5	1.3	800	850	5.13
	Béton plein	20	1.65	2150	1000	
	Polystyrène expansé	20	0.04	20	1450	
Plancher haut	Plaque de plâtre	1.5	0.30	850	1200	6.3
	Laine de verre	25	0.04	30	930	

Les caractéristiques des matériaux sont tirées de la RT 2012. L'ensemble du logement repose sur un vide sanitaire de 0.7 m de profondeur. Les valeurs des coefficients d'échange convectif utilisés dans le modèle ainsi que celles des coefficients d'échange radiatif avec les parois sont présentés dans le Tableau II.2.

Tableau II. 2 : Caractéristiques thermiques et optiques des parois non-vitrées [3]

Désignation	Surface (m ²)	Coefficient d'échange convectif (W/(m ² .K))		Coefficient d'absorption	Coefficient d'émission
		Ext.	Int.		
Murs extérieurs	87.5	25	7.7	0.6	0.9
Plancher bas	100.86	5.88	5.88	0.6	0.9
Plancher haut	100.86	10	10	0.6	0.9

II.4.1.2.2. Composition des parois vitrées

La composition des parois vitrées est donnée par le Tableau II.3. Les fenêtres sont du double vitrage en argon peu émissif et disposant d'un bon coefficient de transmission dans le visible afin de privilégier les apports solaires et limiter les pertes thermiques.

Tableau II. 3 : Caractéristiques des parois vitrées [3]

Désignation	Superficie (m ²)	Taux d'ouverture (%)	Coefficient d'échange global (W/(m ² .K))	Coefficient de transmission solaire	Coefficient d'adsorption
Fenêtre Nord	4	15	1.43	0.75	0.1
Fenêtre Sud	5	20			
Fenêtre Est	4	24			
Fenêtre Ouest	2	11			

II.4.1.2.3. Modélisation

La Figure II.4 montre la représentation du modèle de l'enveloppe thermique du bâtiment « Mozart » dans le logiciel de simulation (Dymola). Le modèle est connecté aux données météorologiques au moyen des ports « ensoleillement » pour les données relatives à l'ensoleillement et « port thermique externe » pour la température extérieure de l'air. Le port thermique externe permet le calcul des échanges thermiques entre les parois et l'environnement. Les échanges thermiques globaux ainsi que les apports solaires à la surface de chacune des parois sont représentés respectivement par des connexions rouges et jaunes. Le bâtiment est orienté selon les 4 points cardinaux avec la surface vitrée sur la façade principale (façade orientée plein sud) ayant 5 m² de superficie, soit un taux d'ouverture de 20 %. Pour le plafond, les apports solaires issus des parois vitrées sont négligés et seuls les

échanges thermiques avec respectivement le nœud d'air et les autres parois de la pièce sont considérés.

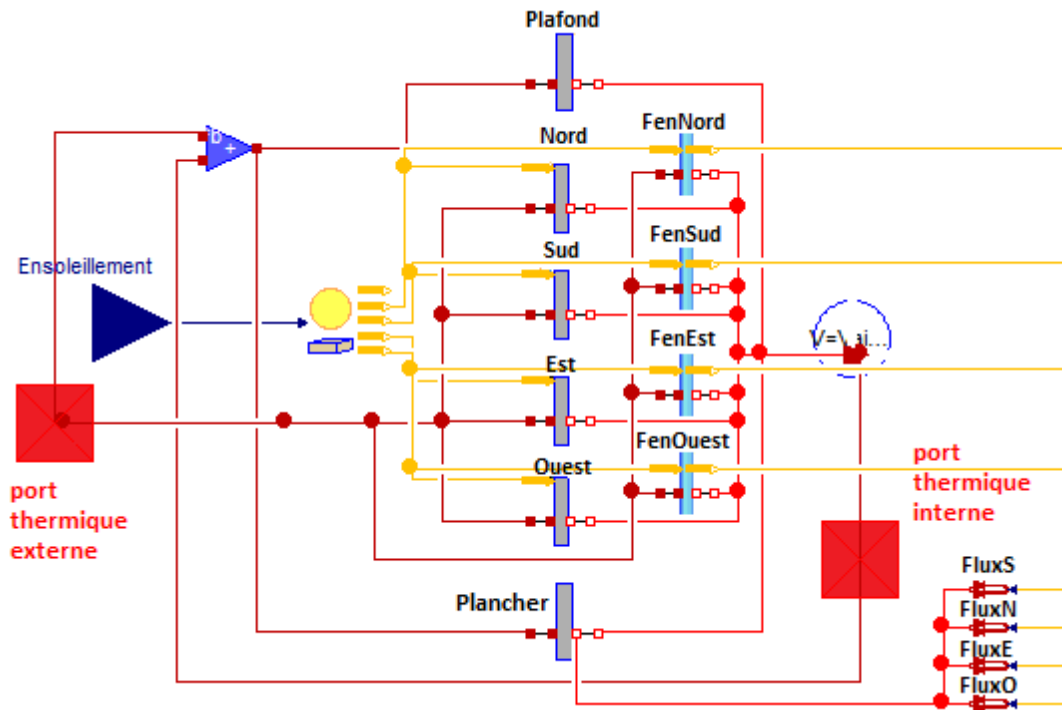


Figure II.4: Enveloppe thermique bâtiment "Mozart"[4]

Le port thermique interne sert de port de connexion avec le volume d'air intérieur du bâtiment. Tous les échanges thermiques entre l'air intérieur de l'habitation et les parois y transitent.

Le modèle thermique du bâtiment « Mozart » illustré par la Figure II.4 a fait l'objet d'une validation par les équipes de R&D de EDF [5]. Son utilisation dans le cadre de ces travaux s'effectue sous réserve des hypothèses complémentaires suivantes : (i) la zone de vide sanitaire est supposée à la température extérieure, (ii) l'inertie thermique des refends (murs porteurs) et cloisons internes légères est négligée. Ces derniers seront considérés en équilibre thermique avec le volume d'air intérieur de l'habitation. Le modèle considère également un coefficient de perméabilité du bâtiment à l'air extérieur de $0.6 \text{ m}^3/\text{h.m}^2$ en conformité avec les exigences de la réglementation thermique 2012 [2].

II.4.1.3. Les apports internes

II.3.1.3.1. Les apports thermiques

Les apports thermiques internes d'un logement ont pour principales sources les équipements électro-ménagers et électriques, ainsi que les occupants lorsque ceux-ci sont présents dans le logement. Ces apports thermiques sont dépendants à la fois du type, du nombre des équipements présents, et ainsi que du scénario d'occupation de l'habitation. La présente étude considère les scénarios conventionnels (issus de la RT 2012 [2]) suivants, pour l'estimation de la puissance générée par chacune des sources internes du logement :

- **Apports thermiques internes dus aux équipements :** Une fraction non-négligeable de l'électricité consommée les équipements électriques est directement transformée en chaleur. Cette dernière constitue une source d'apports thermiques internes aux habitations. En ce qui concerne les maisons individuelles, la réglementation thermique [2] recommande, pour la puissance thermique dégagée par l'ensemble des équipements, d'adopter la valeur de 5,7 W/m² pendant les périodes d'occupation et celle de 1,1 W/m² en période de sommeil et d'inoccupation.
- **Apports thermiques internes liés à la présence humaine :** En tenant compte du fait que les apports thermiques métaboliques varient avec l'activité humaine, la réglementation thermique [2] considère que le corps d'un adulte au repos dégage une puissance de 90 W et celui d'un adulte en période de sommeil dégage 63 W.

Pour le calcul des apports thermiques internes totaux, un paramètre à considérer est le nombre d'adultes équivalents (N_{adeq}). Ce paramètre permet d'opérer la distinction entre les adultes et les enfants en ce qui concerne les apports thermiques liés à la chaleur humaine. Pour les maisons individuelles, la RT 2012 fournit la méthode suivante pour le calcul du nombre d'adultes équivalents :

$$N_{max} = \begin{cases} 1 & \text{si } A_{hab} < 30 \text{ m}^2 \\ 1.75 - 0.01875 * (70 - A_{hab}) & \text{si } 30 \text{ m}^2 \leq A_{hab} < 70 \text{ m}^2 \\ 0.025 * A_{hab} & \text{si } A_{hab} \geq 70 \text{ m}^2 \end{cases} \quad (\text{II.1})$$

et

$$N_{adeq} = \begin{cases} 1 & \text{si } N_{max} < 1.75 \\ 1.75 + 0.3 * (N_{max} - 1.75) & \text{si } N_{max} \geq 1.75 \end{cases} \quad (\text{II.2})$$

où A_{hab} est la surface utile de l'habitation

Sur la base de ce nombre d'adulte équivalents, le scénario d'occupation pour chaque jour de la semaine retenu pour le calcul des apports thermiques internes est le suivant :

- 0 personne présente de 11 heures à 19 heures
- 2.52 personnes présentes de 19 heures à 11 heures.

Pour les jours de week-end, le scénario considère une occupation continue, et une inoccupation pendant les périodes de vacances (2 semaines en août et 1 semaine en décembre). Les Figures II.5 et II.6 représentent les résultats pour les apports thermiques et hydriques totaux sur 2 journées de référence.

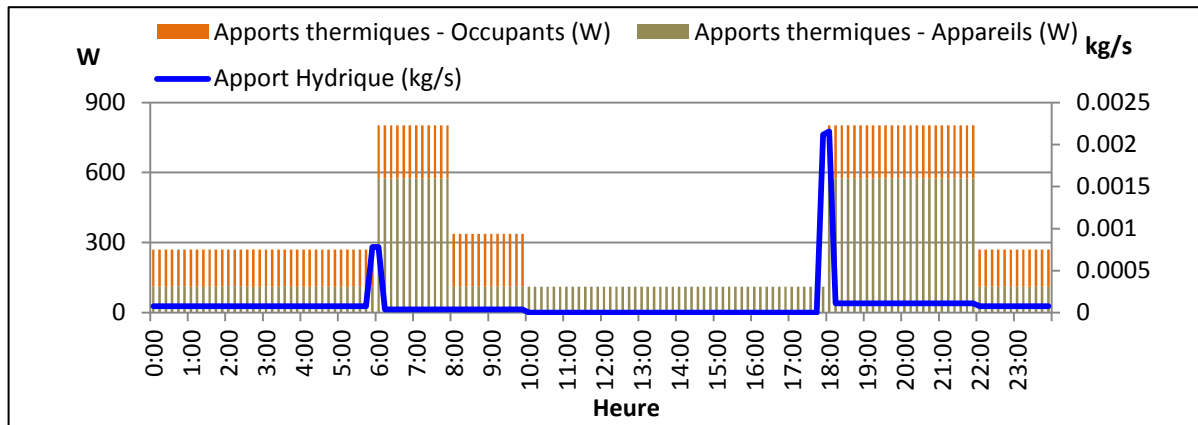


Figure II. 5 : Scénarios d'apports thermiques et hydriques internes totaux sur une journée de semaine dans une maison de type «Mozart»

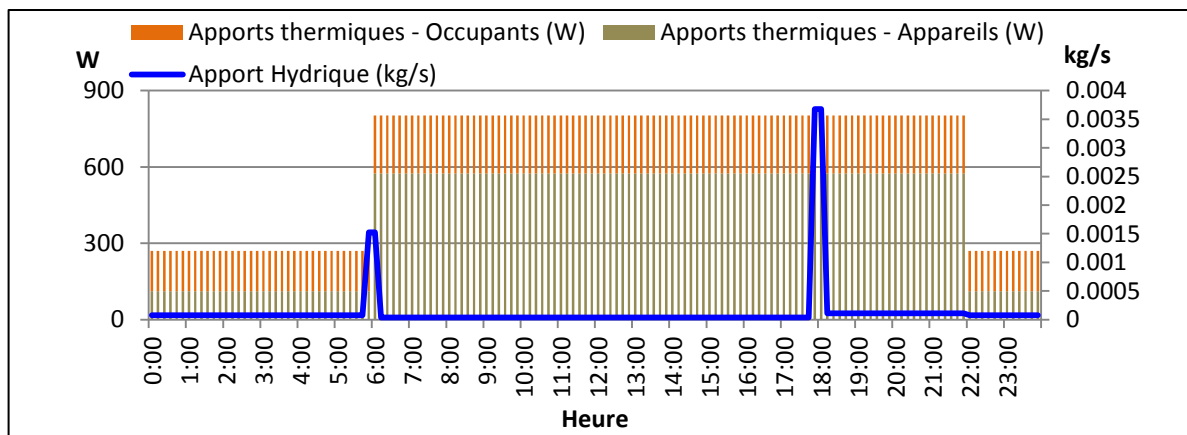


Figure II. 6 : Scénarios d'apports thermiques et hydriques internes totaux un jour de week-end ou de jour férié dans une habitation individuelle de type «Mozart»

II.3.1.3.2. Apports hydriques

Le contenu hydrique de l'air intérieur des bâtiments à habitation individuelle est principalement dépendant de la présence humaine (nombre d'occupants), des activités (cuisson, douche, séchage, etc...), des apports (ou puits) hydriques résultant du transfert de vapeur d'eau à travers les parois du bâtiment, et des phénomènes de tampon hygroscopique issus de l'adsorption ou désorption de vapeur d'eau à la surface des parois du logement, des meubles, et autres objets constitutifs du logement. L'objectif de ce paragraphe est de proposer un scénario pour la détermination du contenu hydrique de l'air intérieur du logement. Cette variable est un élément important du système car comme on le verra dans le chapitre suivant, celle-ci conditionne la puissance fournie par le réacteur de sorption pendant la phase de fonctionnement en décharge. Dans les bâtiments à usage d'habitation individuelle, l'air extrait provient généralement des pièces à production significative d'humidité telles que la cuisine, et les salles d'eau (douche, WC, etc...). En supposant les temps caractéristiques des phénomènes de tampon hygroscopique et de transfert d'humidité à travers les parois du logement suffisamment long devant ceux de production d'humidité liés aux activités humaines (cuisine,

bains, etc..), les effets du tampon hygroscopique et du transfert d'humidité à travers les parois du logement seront négligés dans l'élaboration du scénario hydrique du logement.

En ce qui concerne les apports liés à la présence humaine, la réglementation thermique considère que le corps d'un adulte au repos dégage une humidité de 0.055 kg/h et celui d'un adulte en période de sommeil une humidité de 0.0385 kg/h. Le Tableau II.4 présente les taux de génération d'humidité liés aux activités humaines.

Tableau II. 4: Taux de génération d'humidité liée aux activités humaines dans les bâtiments à usage d'habitation individuelle [6]

Activité	Taux de génération d'humidité	Durée	Observation
Cuisine	0.6 l/s	10 min	Cuisine, 3 fois par jour.
	1.0 l/s	10 min	
	1.5 l/s	10 min	
Vaisselle (à la main)	400 g/jour	-	-
Salle de bain	0.5 l/s/personne	10 min	-
	0.06 l/s	12 h	séchage de linge
Lessive (à la main/machine ouvrant sur le haut)	500 g/jour	-	-

En associant ces apports à ceux liés au métabolisme humain, on obtient le scénario de production d'humidité du logement. Les apports d'humidité pour une maison individuelle type « Mozart » sur 2 journées de référence sont représentés par les Figures II.5 et II.6.

II.4.2. Modélisation du Capteur solaire thermique

II.4.2.1. Choix de la configuration

L'usage de la zéolithe comme matériau de stockage nécessite des températures élevées ($> 100^{\circ}\text{C}$) pour une déshydratation suffisante (fraction massique d'eau dans la zéolithe $< 10\%$) du matériau [3, 7]. En conséquence, l'usage de capteurs thermiques à haute efficacité s'avère primordial. Les capteurs thermiques à tubes sous-vide permettent de monter rapidement en température et possèdent de meilleurs rendements à hautes températures ($> 80^{\circ}\text{C}$) par comparaison aux capteurs solaires classiques [8]. La recherche sur ces capteurs s'est largement développée au cours de la décennie passée, donnant lieu à de nombreuses publications scientifiques sur le sujet [9-16]. L'essentiel des travaux porte principalement sur 2 configurations [11, 17] : la configuration en U et la configuration à tube coaxial, présentées sur la Figure II.7.

Bien que présentant des différences quant au mode d'extraction de la chaleur des tubes, la composition et le principe de fonctionnement de ces 2 configurations de capteurs restent identiques. Ils se composent de 2 tubes de verre (borofloat [18]) soudés l'un à l'autre à l'une de leurs extrémités. La paroi externe du tube de verre interne est recouverte d'un revêtement absorbant sélectif à fort coefficient d'absorption et à faible réflectivité afin de réduire les pertes thermiques vers le tube de verre externe. Du vide ($P < 5 \times 10^{-3} \text{ Pa}$) est créé dans l'espace annulaire formé par les 2 tubes de verre afin d'éliminer tout échange thermique

par conduction et convection entre ceux-ci au travers de cet espace. Le mode d'extraction de la chaleur, qui constitue la principale différence entre les deux configurations, présente la description suivante :

- La configuration en U possède un tube unique accoudé de 180° en son milieu et fixé par soudure à une ailette circulaire, cette dernière étant en contact rigide avec la paroi interne du tube de verre interne (Cf. Figure II.7.a). La conductance de la soudure et de la couche d'air entre l'ailette circulaire et la paroi interne du tube de verre interne ont une influence non négligeable sur les pertes thermiques du capteur [19-21]. En effet, dans une étude sur l'analyse des performances thermiques d'un capteur thermique sous-vide à tube en U, Ma et al.[21] ont montré qu'avec une valeur de conductance de la soudure de contact (entre le tube en U et l'ailette circulaire) de 5 W/mK, la prise en compte de la résistance thermique de la couche d'air entre l'ailette circulaire et la paroi interne du tube de verre interne diminuait le rendement du capteur de 10 % et la température de sortie du fluide caloporteur de 16% en comparaison au cas où la couche d'air aurait été négligée.

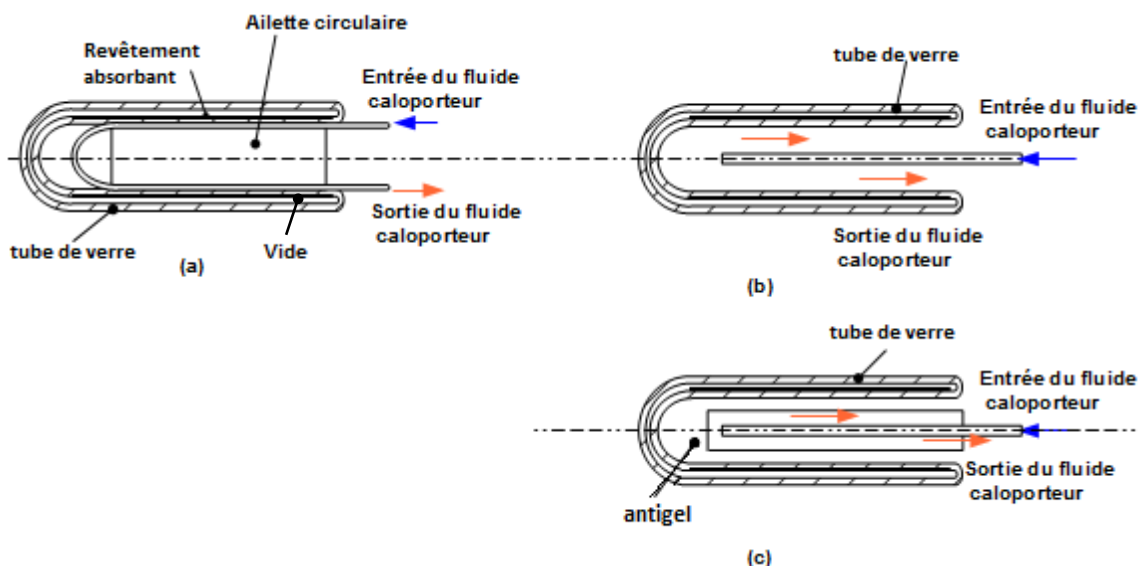


Figure II. 7 : Configurations courantes de capteurs thermique sous vide : (a) configuration tube en U, (b) Configuration coaxiale I, (c) Configuration coaxiale II

- La configuration à tube coaxial possède un tube de cuivre coaxial aux 2 tubes de verre et situé à l'intérieur du tube de verre interne. Ce tube de cuivre, désigné comme tube d'admission dans la suite de ce manuscrit, sert de conduit d'admission au fluide caloporteur (Cf. Figure II.7). La longueur et le diamètre du tube d'admission étant choisis inférieurs respectivement à la longueur et au diamètre du tube de verre interne, le circuit de sortie du fluide caloporteur est assuré par l'espace annulaire constitué par le tube d'admission et la surface latérale interne du tube de verre interne (Cf. Figure II.7.b). En cas d'utilisation d'eau comme fluide caloporteur, pour éviter le gel en période d'hivernage, une précaution consiste à utiliser un second tube fermé à son extrémité basse et à l'intérieur duquel est

introduit le tube d'admission (Cf. Figure II.7.c) [10]. Dès lors, l'espace annulaire entre ce second tube et le tube de verre interne peut être rempli d'antigel, et le circuit de sortie du fluide caloporteur est constitué par l'espace résiduel entre le second tube et le tube d'admission.

Dans le cadre de cette étude, le choix de la configuration à tube coaxial (Figure II.7.b) pour le capteur solaire thermique à tubes sous-vide utilisé au sein du SSCS est effectué pour les raisons suivantes :

- L'air étant utilisé comme fluide caloporteur au sein du système, aucun risque de gel n'est à craindre.
- La configuration à tube coaxial présente l'avantage de mettre le fluide caloporteur directement au contact de la paroi chaude du tube (tube de verre interne), favorisant ainsi la montée en température du fluide

Le paragraphe suivant porte sur la modélisation du capteur solaire thermique. L'approche adoptée consiste à modéliser un tube du capteur, le modèle du capteur entier résultera de la mise en série du modèle de chacun des tubes. D'un point de vue terminologique, en absence de précision, le mot tube désignera un tube du capteur thermique.

II.4.2.2. Modélisation du tube

La méthodologie adoptée consiste à effectuer une modélisation optique du tube, suivi d'une modélisation thermique. La modélisation optique a pour but principal l'estimation du rayonnement solaire incident sur le tube et convertible en chaleur au niveau de l'absorbeur du tube de verre interne, tandis que le modèle thermique s'intéresse principalement à l'estimation des échanges thermiques entre les différents composants du tube et ainsi qu'aux gradients de température au sein de ceux-ci. Le modèle global du tube est un couplage de ces deux modèles.

Préalablement au travail de modélisation, les hypothèses générales suivantes ont été formulées :

- Aucun gradient thermique (dans le sens radial des tubes) ne sera considéré au sein des matériaux constituant les tubes du capteur et le revêtement absorbant ;
- Les échanges thermiques dans la direction axiale du tube au sein de chaque composant ne seront pas considérés ;
- Le vide sera supposé comme suffisamment poussé ($P < 5 \times 10^{-3}$ Pa) afin de ne considérer que le transfert radiatif dans l'espace entre les deux tubes de verre ;
- Les propriétés optiques et radiatives (ϵ , α , ρ) des matériaux solides seront considérées comme constantes indépendamment de la température et le long des parois ;
- La chaleur spécifique (C_p) des composants solides du capteur thermique sera supposée comme uniquement dépendante de la température de ceux-ci ;

La composition d'un tube du capteur thermique est présentée sur la Figure II.8.

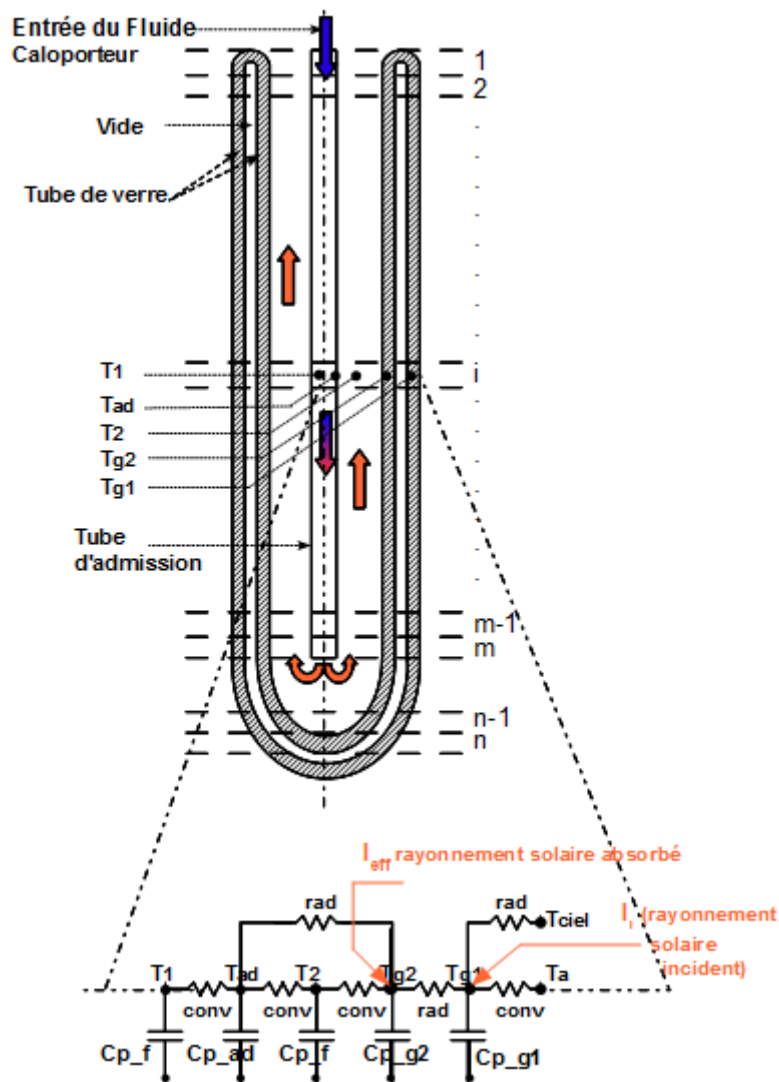


Figure II. 8 : Configuration, composition et équivalent thermique d'un tube du capteur sur un volume élémentaire du domaine

Il s'agit notamment : (1) d'un tube de verre externe (désigné par tube g1 dans la suite de l'étude) qui interagit d'une part avec le tube de verre interne au travers d'échanges radiatifs, et d'autre part avec le milieu ambiant au moyen d'échanges convectif (avec l'air ambiant) et radiatif (avec le ciel), (2) d'un tube de verre interne (désigné par tube g2 dans la suite de l'étude) qui absorbe le rayonnement solaire transmis par le tube g1, échange du flux radiatif avec ce dernier et le tube d'admission d'air, et du flux convectif avec le fluide caloporteur, (3) d'un tube d'admission qui sert de conduit d'entrée au fluide caloporteur dans le capteur et interagit à la fois avec le tube g2 (rayonnement thermique) et le fluide caloporteur (transfert convectif).

II.4.2.2.1. Estimation du rayonnement absorbé au niveau du revêtement absorbant

Le rayonnement incident à la surface du revêtement absorbant est composé de rayonnements à « courtes » et « longues » longueurs d'onde. Les rayonnements à « courtes » longueurs d'onde sont constitués par le rayonnement solaire incident à la surface du tube

externe et transmis par celui-ci. Tandis que les rayonnements à « longues » longueurs sont majoritairement constitués par le rayonnement thermique émis par le revêtement absorbant du tube de verre interne et réfléchi vers celui-ci par la surface interne du tube de verre externe.

a) Détermination du rayonnement solaire incident (I_T)

Le rayonnement solaire incident sur une surface est constitué de 2 composantes : une composante directe (rayonnement direct) et une composante diffuse (rayonnement diffus). La détermination du rayonnement solaire global normal sur une surface peut se faire soit par mesure expérimentale directe de celle-ci (à l'aide d'un pyranomètre disposé sur la surface), soit par la mesure expérimentale de chacune de ses composantes directe et diffuse, ou au final soit par des corrélations mathématiques permettant son calcul à partir de valeurs expérimentales normales des rayonnements global et diffus obtenus sur le plan horizontal. Cette dernière approche est celle qui est utilisée dans le cadre de ces travaux.

Pour un capteur solaire thermique incliné d'un angle β par rapport à l'horizontale, les corrélations utiles au calcul des rayonnements solaires incidents direct ($I_{b,T}$) et diffus ($I_{d,T}$) sur le plan du capteur à partir des mesures des rayonnements global ($I_{glo,hor}$) et diffus ($I_{d,hor}$) sur ce même plan horizontal sont contenues dans l'Annexe I.

b) Le facteur « transmittance-absorptance »

La détermination du rayonnement absorbé au niveau du revêtement absorbant (I_{eff}) peut être conduite au moyen de la corrélation de Duffie et Beckman [9]. Elle permet, dans le cas d'une incidence normale, d'estimer I_{eff} à partir du rayonnement solaire incident (I_T) sur le tube g1 et des propriétés optiques des matériaux :

$$I_{eff} = (\tau\alpha)_n * I_T \quad (II.3)$$

où $(\tau\alpha)_n = \frac{\tau * \alpha}{1 - (1 - \alpha) * \rho}$ (II.4) est le facteur « transmittance-absorptance »

Celui-ci permet notamment de tenir compte des multiples réflexions et absorptions se produisant entre A_{g1} et A_{g2} (Cf Figure II.9).

En partant de la configuration proposée à la Figure II.8 pour un tube de verre sous-vide, on désigne pour chaque segment i : A_{g1} la surface sur le tube g1, τ le coefficient de transmission du verre du tube, A_{g2} la surface du revêtement absorbant sur le tube g2, et α et ρ ses coefficients respectivement d'absorption et de réflexion. τ , α , ρ sont des valeurs moyennes (dans la gamme de longueurs d'onde considérée) pour des angles d'incidences proches de l'angle d'incidence normal à la surface A_{g1} .

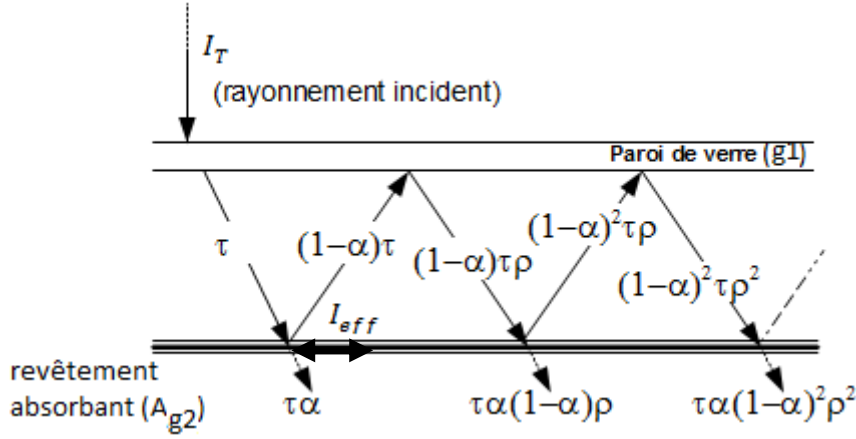


Figure II. 9 : Détermination du facteur $(\tau\alpha)_n$: Phénomène d'absorption et réflexion multiples entre les parois S1 et S2

c) Le concept d'incident angle modifier (IAM)

La corrélation de Duffie et Beckmann [9] (équation II.4) n'est valable que dans le cas d'un rayonnement solaire à incidence normale (angles d'incidence proche de 0°). Cependant, dû à la course du soleil dans le ciel, l'angle d'incidence de son rayonnement décrit l'intervalle $[-90^\circ; 90^\circ]$. Cette variation a des conséquences sur les performances optiques du capteur. On observe que ses effets sont négligeables pour des angles d'incidence inférieurs à 50° , mais deviennent considérables pour des angles d'incidences au-delà de cette valeur. Dès lors, afin de tenir compte de ces effets lors du calcul de I_{eff} , on introduit un coefficient appelé incident angle modifier (IAM) et noté $K(\theta_i)$:

$$I_{eff} = K(\theta_i) * (\tau\alpha)_n * I_T \quad (II.5)$$

La littérature est riche de corrélations permettant le calcul de l'IAM suivant le type de capteur solaire thermique considéré [9, 22-25]. Pour le cas de tubes sous-vide (considérés comme optiquement asymétriques (Cf Figure II.10)), la méthodologie consiste à décomposer $K(\theta_i)$ comme le produit de deux facteurs $K(\theta_t)$ et $K(\theta_L)$ (où θ_t et θ_L constituent respectivement la projection transversale et la projection longitudinale de l'angle d'incidence θ_i sur les plans transversal et longitudinal comme le montre la Figure II.10) et à l'appliquer à chaque composante du rayonnement incident, à savoir [25] :

$$I_{eff} = [K_b * I_{bT} + K_d * I_{dT}] * (\tau\alpha)_n \quad (II.6)$$

où $K_b(\theta_i) = K_b(\theta_t) * K_b(\theta_L)$ (II.7) l'IAM de la composante directe du rayonnement incident, et $K_d(\theta_i) = K_d(\theta_t) * K_d(\theta_L)$ (II.8) l'IAM de la composante diffuse du rayonnement incident.

Le calcul de $(K_b(\theta_L))$, IAM longitudinal de la composante directe (K_b) de l'IAM du rayonnement incident peut être effectué au moyen de la corrélation suivante de Duffie et al.[9], qui montrent qu'elle constitue une bonne approximation de sa valeur :

$$K_b(\theta_L) = 1 + b_o \left(\frac{1}{\cos \theta_L} - 1 \right) \quad (\text{II.9})$$

Où b_o est un coefficient (négatif) dépendant du type de capteur. Cette corrélation fournit une bonne approximation de $K_b(\theta_L)$ pour des valeurs de θ_L inférieurs à 60° . L'Annexe I contient les corrélations pour le calcul de θ_t et θ_L .

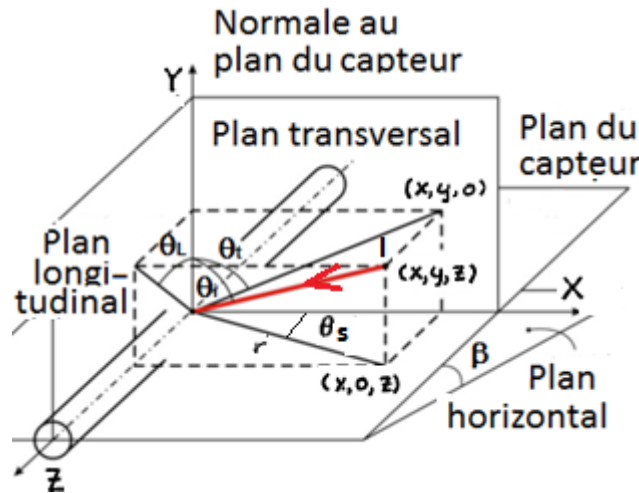


Figure II. 10: Projections et définitions des différents angles d'incidence [26]

Pour le calcul de l'IAM transversal ($K_b(\theta_t)$) de la composante directe (K_b) de l'IAM du rayonnement incident, Zambolin et al.[8] ont montré que celui-ci peut être estimé au moyen d'une approche polynomiale :

$$K_b(\theta_t) = 1 + \sum_{i=1}^4 b_i \left(\frac{1}{\cos(\theta_t)} - 1 \right)^i \quad (\text{II.10})$$

où les coefficients b_i ($i = 1,2,3,4$) peuvent être obtenus par régression multilinéaire. Les valeurs de ces coefficients ainsi que celle du coefficient b_0 sont présentées dans le Tableau II.5 ci-dessous.

Tableau II. 5 : Valeurs des coefficients b_i ($i=0,1,2,3,4$) pour le calcul de l'IAM dans le cas de tubes sous-vide [8]

Paramètres	Valeurs
b_0	-0.34
b_1	0.11
b_2	-0.19
b_3	0.56
b_4	-0.29

Le rayonnement diffus ne disposant pas d'angle d'incidence propre, il existe une approche qui consiste à assimiler ce rayonnement à un rayonnement direct de même intensité et qui aurait un angle d'incidence de 60° [9]. Le calcul de l'IAM de la composante diffuse du rayonnement incident (K_d) peut se faire en combinant cette approche à l'utilisation de la

corrélation II.9. Ou, comme il est d'usage pour de nombreux auteurs [8, 14, 22, 26], à adopter une approche simplificatrice qui consiste à prendre comme constante cette grandeur et à lui attribuer une valeur comprise dans l'intervalle [1.06 ; 1.2]. Cette approche est celle qui adoptée dans le cadre de cette étude la valeur choisie ($K_d=1.13$) constitue la moyenne sur l'intervalle précédemment défini.

II.4.2.2.2. Modélisation des transferts thermiques

La méthodologie adoptée pour la modélisation des transferts thermiques au sein de chaque tube du capteur solaire est la suivante : chaque tube est segmenté en plusieurs éléments d'égale longueur et un bilan thermique, sur la base du 1^{er} principe de la thermodynamique, est effectué sur chacun des volumes élémentaires générés ; m volumes élémentaires sont ainsi générés pour le tube d'admission et n volumes élémentaires pour le reste des composants du tube ($m < n$) (Cf. Figure II.8). La surface externe du tube g1 (A_{g1}) de chaque volume élémentaire est considérée comme surface de référence pour les rayonnements surfaciques I_{eff} et I_T . Conformément à l'analogie électrique présentée à la Figure II.8, le bilan thermique sur chacun des composants d'un volume élémentaire (élément i, Cf. Figure II.8) du domaine est le suivant :

⊗ tube g1:

Le bilan sur le tube g1 prend en compte le rayonnement solaire incident I_T dont une partie est absorbée par le tube, l'échange radiatif avec le tube g2, l'échange radiatif avec l'environnement, et l'échange convectif avec l'air ambiant. Ce qui se traduit par l'équation suivante :

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}(m_{g1} C_{p_{g1}} T_{g1}) \\ = \alpha_{g1} * A_{g1} * I_T + \frac{\sigma * (\pi(D_{g2} + 2e_2) * \frac{L}{n}) * (T_{g2}^4 - T_{g1}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{g2}} + \frac{1 - \varepsilon_{g1}}{\varepsilon_{g1}} * \left(\frac{r_{g2} + e_2}{r_{g1}}\right)} - \sigma * A_{g1} \\ * \varepsilon_{g1} * (T_{g1}^4 - T_{sky}^4) - h_{conv_{g1,ext}} * A_{g1} * (T_{g1} - T_a) \end{aligned} \quad (II.11)$$

$$\text{où } C_{p_{g1}}(T_{g1}) = C_{p_0} \left(1 + a.T_{g1} + b.(T_{g1})^2\right) \quad [18] \quad \begin{aligned} C_{p_0} &= -13.6 \text{ J/(kg.K)}, \\ a &= -0.27 \text{ K}^{-1}, \\ b &= 0.00022 \text{ K}^{-2} \end{aligned} \quad (II.12)$$

⊗ tube g2:

Les échanges thermiques du tube g2 sont essentiellement constitués du rayonnement solaire ayant traversé le tube g1 et absorbé par le tube g2 (I_{eff}), de l'échange radiatif avec le tube g1, de l'échange radiatif avec le tube d'admission, et de l'échange convectif avec le fluide caloporteur. Ce qui est présenté par l'équation suivante:

$$\begin{aligned}
& \frac{d}{dt}(m_{g2}C_{p_{g2}}T_{g2}) \\
&= I_{eff} * A_{g1} - \frac{\sigma * (\pi(D_{g2} + 2e_2) * \frac{L}{n}) * (T_{g2}^4 - T_{g1}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{g2}} + \frac{1 - \varepsilon_{g1}}{\varepsilon_{g1}} * \left(\frac{r_{g2} + e_2}{r_{g1}}\right)} \\
&\quad - \frac{\sigma * A_{g2} * (T_{g2}^4 - T_{ad}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{g2}} + \frac{1 - \varepsilon_{ad}}{\varepsilon_{ad}} * \left(\frac{r_{g2}}{r_{ad}}\right)} - h_{conv_{g2,2}} * A_{g2} * (T_{g2} - T_2)
\end{aligned} \tag{II.13}$$

$$\text{où } C_{p_{g2}}(T_{g2}) = C_{p_0} \left(1 + a.T_{g2} + b.(T_{g2})^2\right) \quad [18] \quad \begin{matrix} C_{p_0} = -13.6 \text{ J/(kg.K)}, \\ a = -0.27 \text{ K}^{-1}, \\ b = 0.00022 \text{ K}^{-2} \end{matrix} \tag{II.14}$$

⊗ tube d'admission

Le tube d'admission de cuivre à l'intérieur de chaque tube sous-vide interagit à la fois avec le fluide caloporteur (échanges convectifs) et le tube g2 (échange radiatif). L'équation ci-dessous en présente le bilan :

$$\begin{aligned}
& \frac{d}{dt}(m_{ad}C_{p_{ad}}T_{ad}) \\
&= \frac{\sigma * A_{g2}}{\frac{1}{\varepsilon_{g2}} + \frac{1 - \varepsilon_{ad}}{\varepsilon_{ad}} * \left(\frac{r_{g2}}{r_{ad}}\right)} (T_{g2}^4 - T_{ad}^4) - h_{conv_{ad,2}} \\
&\quad * (\pi(D_{ad} + 2e_{ad}) * \frac{L_{ad}}{m}) * (T_{ad} - T_2) - h_{conv_{ad,1}} * A_{ad} * (T_{ad} - T_1)
\end{aligned} \tag{II.15}$$

$$\text{où } C_{p_{ad}}(T_{ad}) = C_{p_0} (1 + a.T_{ad} + b.(T_{ad})^{-2}) \quad [27] \quad \begin{matrix} C_{p_0} = 350.32 \text{ J/(kg.K)}, \\ a = 3.04\text{E-}4 \text{ K}^{-1}, \\ b = 1307.433 \text{ (K}^2\text{)} \end{matrix} \tag{II.16}$$

⊗ l'air dans le tube d'admission

$$\frac{d}{dt}(m_1C_{v_{ah}}T_1) = \dot{m}_1 * (h_{1,out} - h_{1,in}) + h_{conv_{ad,1}} * A_{ad} * (T_{ad} - T_1) \tag{II.17}$$

où $h_{1,in}$ (resp. $h_{1,out}$) est l'enthalpie spécifique (J/kg) de l'air à l'entrée (resp. à la sortie) de l'élément de volume considéré dans le tube d'admission. Pour la détermination de $C_{v_{ah}}$, les corrélations utiles au calcul des propriétés de l'air humide sont présentées en Annexe I.

⊗ l'air dans l'espace annulaire

$$\begin{aligned}
& \frac{d}{dt}(m_2C_{v_{ah}}T_2) \\
&= \dot{m}_2 * (h_{2,out} - h_{2,in}) + h_{conv_{g2,2}} * A_{g2} * (T_{g2} - T_2) \\
&\quad - h_{conv_{ad,2}} * A_{ad} * (T_2 - T_{ad})
\end{aligned} \tag{II.18}$$

où $h_{2,in}$ (resp. $h_{2,out}$) est l'enthalpie spécifique (J/kg) de l'air à l'entrée (resp. à la sortie) de l'élément de volume considéré dans l'espace annulaire. Les corrélations pour le calcul des coefficients d'échange convectif, de même que pour le calcul des pertes de charge au sein de chaque tube sont présentées dans le détail en Annexe I.

La Figure II.11 représente l'implémentation du modèle complet (modèle thermique + bloc de calcul « I_{eff} et I_T ») dans le logiciel de simulation. Le bloc de calcul « I_{eff} et I_T » contient les équations indispensables au calcul des flux thermiques I_T et I_{eff} . Celui-ci est à connecter à un modèle de conditions aux limites (données météorologiques) via le port multiphysique.

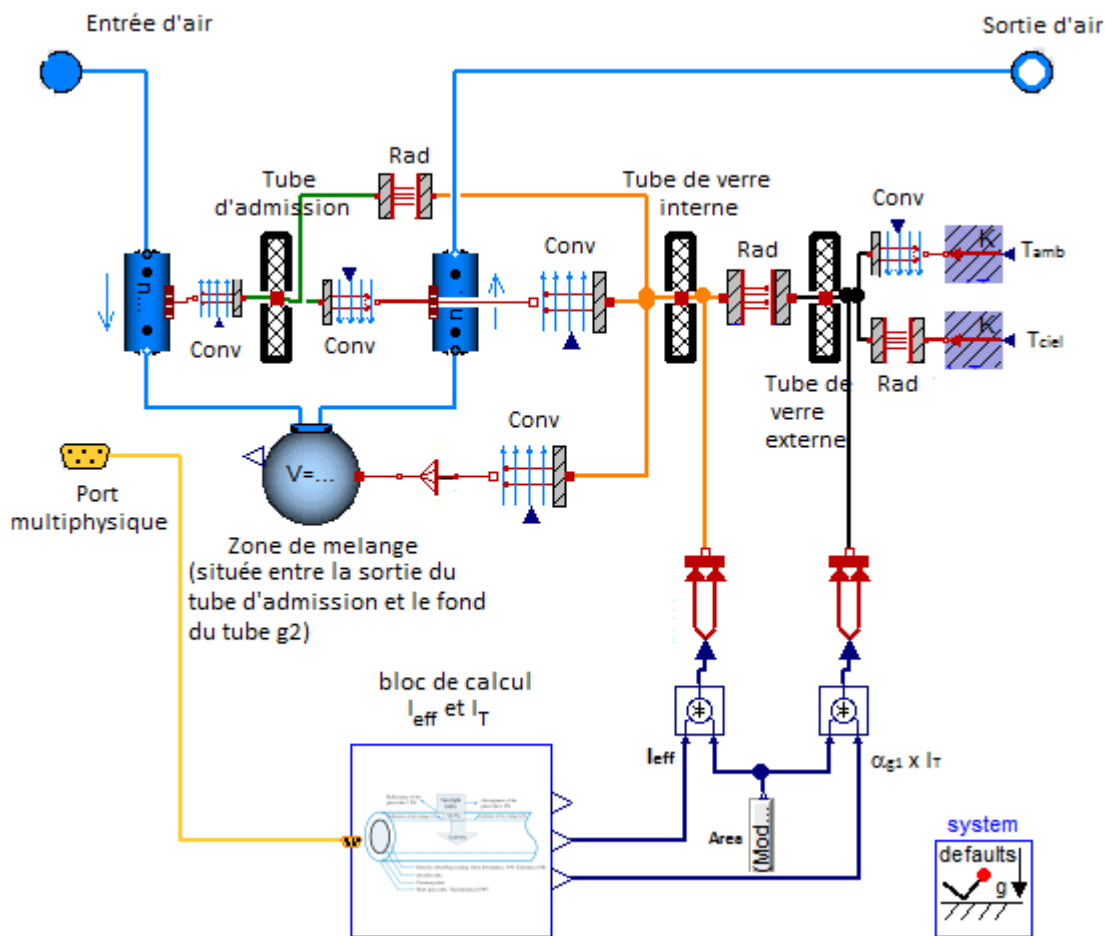


Figure II. 11 : Représentation schématique du modèle d'un tube du capteur thermique : en bleu le circuit d'air dans le tube, en vert le flux thermique en direction ou à l'origine du tube d'admission, en orange le flux thermique en direction ou à l'origine du tube de verre externe.

II.4.3. Modélisation du réacteur de sorption

L'objet de cette section est la modélisation des transferts couplés de masse et d'énergie au sein du stockage de zéolithe. La tâche s'articule autour de 3 principaux points : la formulation mathématique des bilans de chaleur et de masse au sein du réacteur, la

détermination des lois d'équilibre et d'isotherme de sorption retenues pour le couple zéolithe 13X/eau.

La littérature regorge de nombreuses références sur la modélisation de systèmes à sorption utilisant notamment le couple zéolithe/eau [28-33]. Citons notamment Amar et al.[28] qui ont développé un modèle 2D de transfert de chaleur et de masse dans un lit réactif de zéolithe afin d'en étudier l'influence sur les performances d'une pompe à chaleur avec lequel il est connecté. L'étude est faite par analyse de sensibilité paramétrique. L'hypothèse principale du modèle présenté par les auteurs porte sur la condition d'équilibre thermodynamique entre les phases solide et gazeuse. Les auteurs ont ainsi constaté que les performances de la pompe à chaleur étaient altérées par l'utilisation d'adsorbats à faible densité comme la vapeur d'eau, à cause de la résistance de transfert massique au sein de la zéolithe.

Zhang et al.[32] ont développé un modèle dynamique 3D de sorption de vapeur d'eau dans un lit de zéolithe. Le modèle proposé prend en compte les transferts massiques et thermiques à la fois dans le lit réactif et dans les particules de zéolithe, dans des conditions d'équilibre thermodynamique. Les auteurs se servent des résultats du modèle pour évaluer les performances d'un système de refroidissement intermittent à adsorption.

Cortes et al.[34] présentent une technique innovante dédiée à la détermination de l'équilibre de sorption de la vapeur d'eau sur de la zéolithe 13X sur la gamme de pression ci-après : 12.28 mbar, 23.39 mbar, 42.46 mbar et 73.84 mbar. Les résultats des auteurs sont en bon accord en comparaison des résultats obtenus avec la méthode par thermogravimétrie.

Ki Ruy et al.[35] ont effectué une étude comparative entre le modèle de Langmuir-Freundlich et le modèle dit de «travail surfacique» (basé sur le calcul du changement de potentiel du sorbat lors du processus de sorption) pour la détermination de l'équilibre de sorption du couple zéolithe 13X/eau. Les résultats de chacun des modèles ont été comparés à des valeurs expérimentales obtenues par méthode gravimétrique. La comparaison montre que le modèle de Langmuir-Freundlich est inadapté pour des pressions partielles de vapeur d'eau élevées (25 mbar à 25°C, 45 mbar à 35°C et 75 mbar à 45°C) alors que le modèle dit de «travail surfacique» semble en bon accord avec les résultats expérimentaux sur toute la plage de pression considérée [10 mbar ; 100 mbar].

Dans les modèles de ces études tout comme dans la majorité de celles publiées dans la littérature, les principales limites suivantes ont été observées :

- L'air, considéré comme un gaz parfait, est supposé avoir des propriétés thermophysiques constantes : or l'air humide étant un gaz compressible, celui-ci peut enregistrer une forte variation de ses propriétés thermophysiques dû à une forte déshydratation/hydratation pendant les phases de sorption.
- La chaleur différentielle de sorption des couples adsorbants/adsorbats est généralement considérée comme constante durant les processus de sorption : des études montrent cependant que celle-ci varie tout au long du processus avec une fluctuation pouvant atteindre 30% entre le début et la fin du processus [3]. Ne pas tenir compte de ces effets conduit à une sous-estimation (resp. surestimation) de l'enthalpie de sorption en début (resp. fin) du processus de sorption.

Le modèle qui est présenté dans le cadre de cette étude est un modèle dynamique 1D de transfert de masse et de chaleur au sein d'un lit poreux de zéolithe traversé par un flux d'air humide. Des solutions sont apportées aux limites (citées ci-dessus) des autres modèles. Le modèle développé est validé à partir de résultats expérimentaux en provenance d'un prototype expérimental conçu et réalisé par un des partenaires du projet (Chapitre III) [1].

II.4.3.1. Description du système

Le lit réactif est un domaine cylindrique de longueur L et de diamètre D_L et rempli de billes de zéolithe 13X. L'air humide qui pénètre dans le lit provoque l'hydratation (ou la déshydratation) de la zéolithe. La chaleur ainsi mise en jeu est transmise à l'ensemble zéolithe + air humide.

II.4.3.1.1. Diamètre équivalent des particules

Le lit réactif est un empilement de billes poreuses de zéolithe. Dans le cas où l'empilement est constitué par des particules de taille et de forme différentes, l'on définit un certain nombre de paramètres (diamètre équivalent, surface spécifique d'une particule, surface spécifique du lit, porosité du lit) permettant une caractérisation géométrique du lit. Le diamètre équivalent ($\overline{d_p}$) des particules du lit, dans le cas de sphères identiques (ce qui est le cas pour notre système), est égal au diamètre (d_p) des billes du lit. Le cas échéant, il s'agit du diamètre d'une particule sphérique équivalente ayant le même volume que la particule du lit.

A partir du diamètre équivalent, on détermine la surface spécifique (S_v) d'une bille du lit comme le ratio de sa surface externe (sphère) et de son volume [36]:

$$S_v = \frac{\pi d_p^2}{\left(\frac{\pi}{6}\right) \cdot d_p^3} = \frac{6}{d_p} \quad (\text{II.19})$$

S_v est exprimé en m^2/m^3 de billes. Ce qui ramené à l'échelle du lit, permet d'avoir la surface spécifique du lit a_v (m^2/m^3) pour un empilement de billes identiques [36]:

$$a_v = (1 - \xi_l) * S_v = (1 - \xi_l) * \frac{6}{d_p} \quad (\text{II.20})$$

avec :

$$\xi_t = \xi_l + (1 - \xi_l) \cdot \xi_b \quad (\text{II.21})$$

où ξ_t est la porosité totale du lit, ξ_l est la porosité du lit et ξ_b est la porosité des billes de zéolithe.

La surface spécifique a son importance dans l'étude de phénomènes de sorption au sein d'un lit poreux car la sorption étant majoritairement un phénomène de surface, on cherchera pour un réacteur à maximiser sa surface spécifique a_v (soit en diminuant la porosité du lit, soit en utilisant des particules de plus faible diamètre) au détriment de son volume. Ce qui, comme on le verra plus loin, aura pour effet d'accroître la perte de charge aux bornes du réacteur et limiter la diffusion d'air dans le lit.

II.4.3.1.2. Le régime d'écoulement

Le nombre de Knudsen (Kn) d'un écoulement en milieu poreux est un nombre adimensionnel défini par le rapport entre le libre parcours moyen des molécules du fluide (l_G) et le diamètre moyen des pores du lit ($\overline{d_{pb}}$) [37]:

$$Kn = \frac{l_G}{\overline{d_{pb}}} \quad \text{où } l_G = \frac{\kappa \cdot T_g}{\pi \sqrt{2} \cdot d_m^2 \cdot P_g} ; \quad \overline{d_{pb}} = \frac{\xi_l}{(1 - \xi_l) S_v} \quad (\text{II.22})$$

où κ la constante de Boltzmann ($1,38 \times 10^{-23} \text{ m}^2 \cdot \text{kg}/(\text{s}^2 \text{ K}^{-1})$), T_g la température du gaz, d_m le diamètre moléculaire du gaz ($7.5 \cdot 10^{-10} \text{ m}$ pour le cas de l'air), P_g la pression du gaz, ξ_l la porosité totale du lit, et S_v la surface spécifique d'une bille du lit.

Le nombre de Reynolds de l'écoulement au sein des pores du lit s'en déduit de manière suivante :

$$Re = \frac{\rho}{\mu} * \frac{u}{\xi_l} * \overline{d_{pb}} = \frac{\rho}{\mu} * \frac{u}{\xi_l} * \frac{\xi_l}{(1 - \xi_l)} * \frac{d_p}{6} = \frac{\rho u d_p}{6(1 - \xi_l)\mu} \quad (\text{II.23})$$

où u (m/s) est la vitesse débitante de l'écoulement.

La valeur du nombre de Knudsen permet la classification des écoulements en milieu poreux suivant 3 types principaux :

- L'écoulement laminaire visqueux (écoulement de Darcy) : $Kn < 0.1$ et $Re < 2$
- L'écoulement diffusif (Knudsen) : $Kn > 10$,
- L'écoulement intermédiaire « glissant » : $0.1 < Kn < 10$

II.4.3.1.3. Perte de charge

La loi de Darcy appliquée l'écoulement de l'air à travers le lit poreux de zéolithe d'épaisseur L , relie sa vitesse d'écoulement (vitesse débitante) u au gradient de pression ∇P aux bornes du lit à travers la corrélation suivante [38]:

$$u = -\frac{k}{\mu} (\nabla P - \rho g) \quad (\text{II.24})$$

où k est la perméabilité du lit de zéolithe.

La perméabilité du lit traduit son aptitude à être traversé par un écoulement (Cf. Figure II.12). Il s'agit d'une grandeur intrinsèque au lit et indépendante de la nature du fluide qui le traverse. La perméabilité ne dépend que de la structure du réseau de pores du lit. Celui-ci est d'autant plus perméable que ses pores sont connectés entre eux.

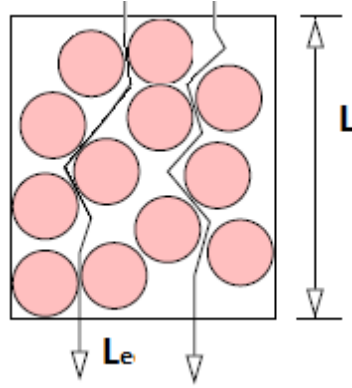


Figure II. 12: Représentation schématique d'un milieu poreux, où L_e est une estimation de la longueur réelle du parcours d'une molécule du fluide et L la longueur apparente géométrique du milieu poreux

II.4.3.1.4. La perméabilité

La valeur de la perméabilité d'un milieu peut s'obtenir de manière expérimentale à partir de la loi de Darcy. Toutefois, théoriquement, il est également possible de l'estimer au moyen de la corrélation de Kozeny-Carman [39], avec comme paramètres la porosité du milieu et le diamètre moyen des pores. En s'inspirant de la relation d'Hagen-Poiseuille [40], les auteurs proposent une corrélation permettant le calcul de la perméabilité d'un lit dans le cas d'un empilement de particules à géométrie uniforme (billes sphériques par exemple).

La corrélation de Hagen-Poiseuille pour un fluide en écoulement laminaire dans un conduit cylindrique de diamètre d et de longueur apparente L permet de lier le gradient de pression ΔP à ses bornes à sa vitesse d'écoulement v à partir de la corrélation [40]:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{32 \mu}{d^2} v \quad (\text{II.25})$$

En assimilant le réseau de pores du lit de zéolithe à un réseau de canalisations cylindriques de diamètre $\overline{d_{pb}}$ arbitrairement distribuées sur le lit, Kozeny-Carman [39] développent une corrélation liant la vitesse d'écoulement u au gradient de pression aux bornes du lit:

$$\frac{\Delta P}{L} = \mu \left[K_{ck} \cdot \left(\frac{(1 - \xi_l) \cdot S_v}{\xi_l} \right)^2 \right] \frac{u}{\xi_l} \quad (\text{II.26})$$

où $K_{ck} \approx 3.5$ est la constante de Kozeny-Carman.

En faisant correspondre cette corrélation à celle de Darcy (Eq. II.24) et en négligeant le terme d'accélération de la pesanteur, on en déduit la perméabilité du lit de zéolithe :

$$k = \frac{\xi_l^3}{K_{ck} \cdot (1 - \xi_l)^2 \cdot S_v^2} = \frac{\xi_l^3 \cdot d_p^2}{120(1 - \xi_l)^2} \quad (\text{II.27})$$

II.4.3.1.5. La cinétique de sorption

La cinétique de sorption d'un gaz par un solide poreux joue un rôle important dans le fonctionnement d'un système de stockage de chaleur à sorption. Tout au long de la décennie passée, de nombreuses corrélations ont été développées afin de mieux l'appréhender [29-31, 41-46]. La plupart d'entre-elles ont été élaborées à partir de l'un ou l'autre des modèles suivants :

- Le modèle d'équilibre : Ce modèle est utilisé quand la vitesse de diffusion de la matière dans les pores est suffisamment grande pour qu'à chaque instant l'on soit situé sur la courbe d'équilibre de l'isotherme de sorption. La résistance au transfert de masse dans le solide poreux est négligée et l'équilibre thermodynamique entre les phases solide (zéolithe) et gazeuse (air humide) est supposé atteint rapidement. La cinétique de sorption s'exprime de la façon suivante [47]:

$$\frac{\partial X_z}{\partial t} = \frac{\partial X_{eq}}{\partial t} \quad (II.28)$$

où X_z la fraction massique d'eau dans la zéolithe et X_{eq} sa valeur à l'équilibre.

- Le modèle de diffusion : Ce modèle est l'application de la loi de Fick à la diffusion d'un gaz au sein d'une particule sphérique. L'équation de conservation de la masse appliquée à la particule conduit à l'expression de la cinétique de sorption du gaz au sein de celle-ci [47]:

$$\frac{\partial X_z}{\partial t} = \frac{1}{r_p^2} \frac{\partial}{\partial r_p} \left(r_p^2 D_s \frac{\partial X_z}{\partial r_p} \right) \quad (II.29)$$

où r est le rayon de la particule et D_s le coefficient de diffusion. Ce modèle présente l'avantage d'être plus précis pour décrire le phénomène de transfert de masse au sein des particules, mais possède également l'inconvénient d'accroître la complexité des modèles qui l'utilisent, avec comme conséquence des temps de simulations plus longs et coûteux en ressources.

- Le modèle de « force motrice linéaire » (LDF) : Afin de gagner en simplicité tout en conservant une précision acceptable, Sakoda et al.[46] ont développé une approximation du modèle de diffusion pour l'estimation de la cinétique de sorption du système. A partir d'une simplification mathématique, les auteurs obtiennent la corrélation suivante pour l'expression de la cinétique de sorption du gaz au sein de la particule :

$$\frac{\partial (X_z)}{\partial t} = k_m \cdot (X_{eq} - X_z) \quad (II.30)$$

$$\text{avec } k_m = 60 \frac{D_e}{d_p^2} \quad D_e = D_o \exp \left(-\frac{E_a}{RT_z} \right) \quad (II.31)$$

où X_{eq} représente la fraction massique d'eau à l'équilibre de la zéolite, k_m le coefficient de transfert massique, D_e la diffusivité des billes de zéolite. La diffusivité est

fonction du couple de paramètre (D_o, E_a), qui en fonction du type de zéolithe concernée, s'obtient de mesures expérimentales (Cf. Figure II.13).

Chahbani et al.[47] ont montré que le modèle de « force motrice linéaire » sous-estime les quantités de matière sorbée pour des systèmes avec des temps caractéristiques courts ($\frac{D_e}{d_p^2} > 10^{-3}$), mais semble par contre adapté aux systèmes avec temps caractéristiques suffisamment long (ce qui est le cas pour notre système avec $\frac{D_e}{d_p^2} < 10^{-4}$, Cf Chapitre 3). Il existe par ailleurs de nombreuses études sur la simulation des procédés à sorption qui montrent que l'utilisation du modèle LDF conduit à des résultats satisfaisants en comparaison aux mesures expérimentales [28, 30, 31, 33, 48].

En s'appuyant sur les critères précédemment cités, le modèle dit de « force motrice linéaire » apparaît comme celui le mieux adapté à l'étude de notre système et est celui qui a été choisi dans le cadre de cette étude pour la modélisation des transferts couplés au sein du réacteur de zéolithe.

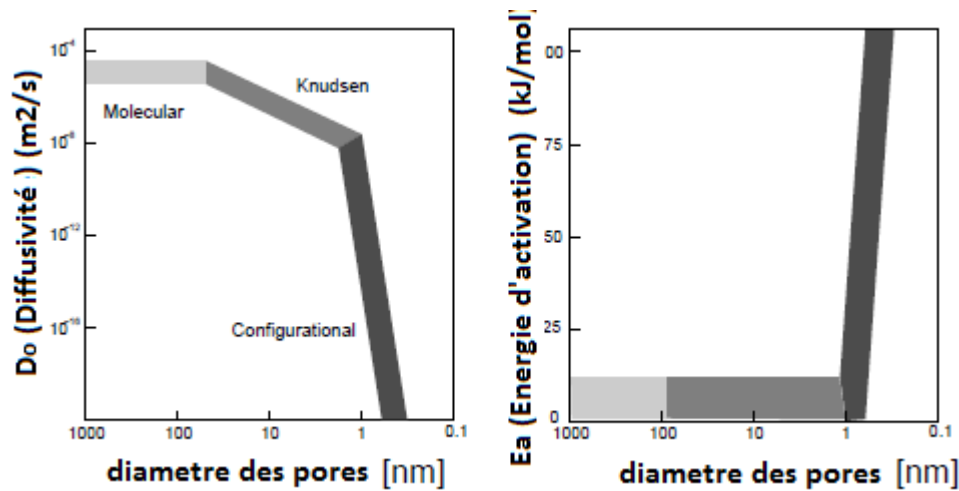


Figure II. 13: Effet de la taille des pores sur la diffusivité et l'énergie d'activation dans le cas de la diffusion de gaz sur des zéolithes [49]

II.4.3.1.6. Equilibre de sorption

Le modèle de cinétique LDF (Eqs. II.30 et II.31) montre que la cinétique constitue un facteur limitant du processus de sorption. En effet, celle-ci est la fois dépendante du type de zéolithe (D_o, E_a) et des conditions dans le réacteur (température de la zéolithe (T_z) et pression partielle de la vapeur d'eau (P_v)). Suivant le type de zéolithe (sodalite, faujasite-X, faujasite-Y) différentes corrélations dédiées à l'estimation de X_{eq} ont été établies au cours de ces dernières années par différents auteurs [7, 50-53]. L'on peut citer Chris et al.[3] qui ont réalisé une étude expérimentale de différents couples adsorbant/eau dédiés au stockage de chaleur par sorption (Cf. Figure II.14).

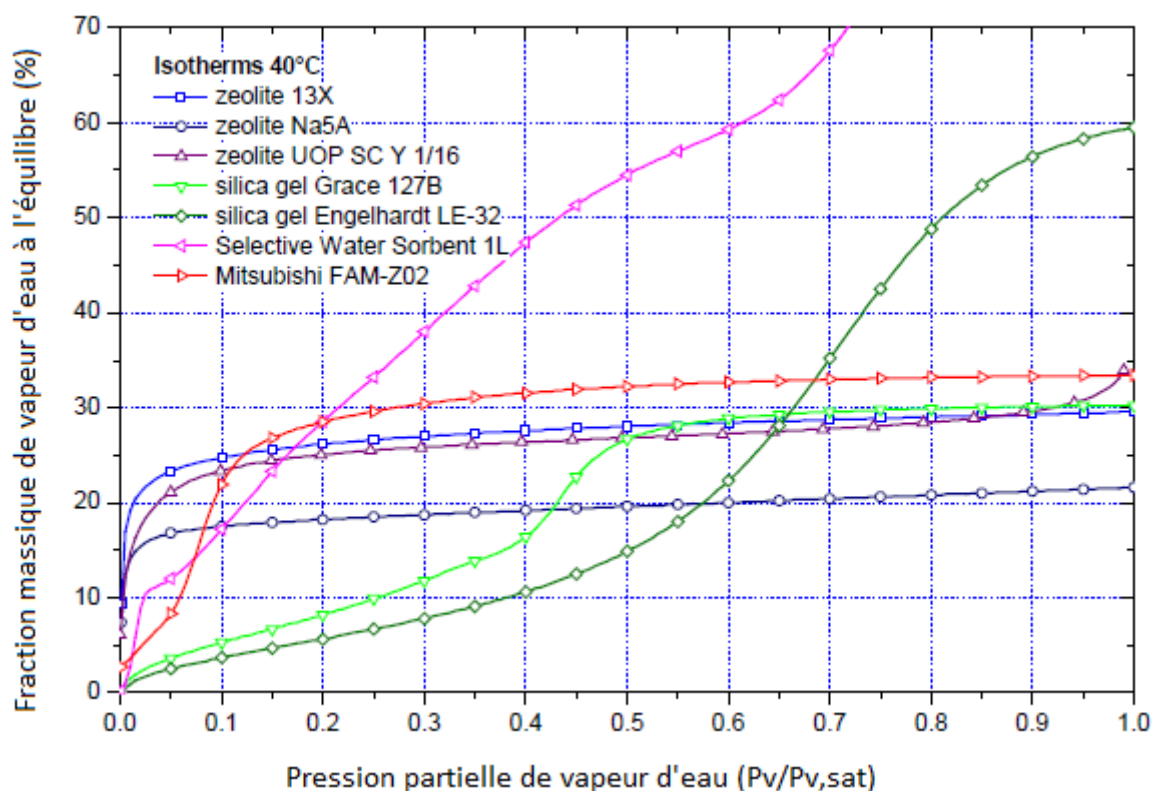


Figure II. 14 : Isothermes de sorption de couples adsorbant/vapeur d'eau à 40°C [3]

Les courbes d'équilibre de sorption (X_{eq}) obtenues par l'auteur sur les couples étudiés montrent que l'allure de celles-ci est étroitement liée au type de sorbant et à la nature des interactions sorbant/sorbat. En effet, les résultats de la Figure II.14 montrent qu'à faibles pressions partielles de vapeur d'eau, la cinétique de sorption est beaucoup plus rapide chez les zéolithes (types A, X et Y) que chez les autres sorbants testés. Le constat est inverse à pressions élevées. Cette propriété des zéolithes à faibles pressions est intéressante pour des systèmes à sorption de stockage de chaleur car elle permet une montée en température rapide des réacteurs lors de la décharge du système. En effet la décharge ayant lieu principalement en hiver, la pression partielle de vapeur d'eau dans l'air est en général faible par comparaison au reste de l'année. Cependant, la faible valeur de cinétique de sorption à pressions élevées observée chez les zéolithes constitue, pour des systèmes à sorption utilisant ces matériaux, un inconvénient majeur lors de la charge de ceux-ci. En effet celle-ci ayant lieu principalement en été, les fortes teneurs en humidité de l'air nécessitent de températures assez élevées ($> 120^{\circ}\text{C}$) pour réaliser une désorption convenable ($X_z < 0.1$) du stockage de zéolithe comme on le montre la Figure II.15. Sur cette observation, Cortès et al.[34] ont en effet montré pour le cas du couple zéolithe 13X/H₂O, que la fraction massique d'eau à l'équilibre dans la zéolithe baisse avec l'augmentation de la température et la baisse de l'humidité de l'air (Cf. Figure II.15).

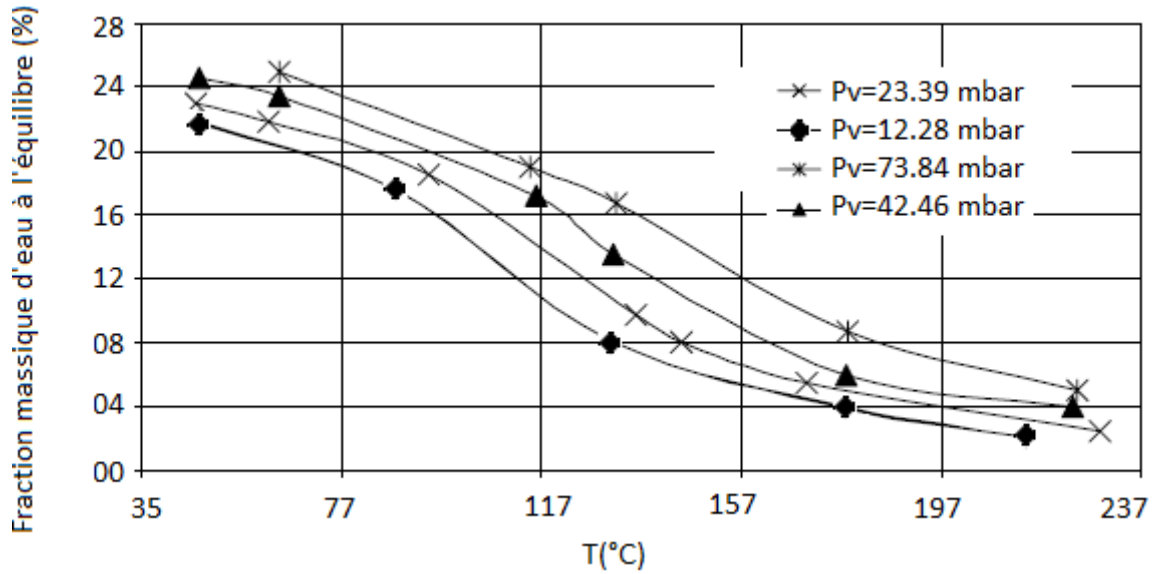


Figure II. 15 : Evolution de l'isotherme de sorption du couple zéolithe 13X/H₂O avec la température de la zéolithe, à différentes valeurs de la pression partielle de vapeur d'eau [34]

Dans le cadre de cette étude, la corrélation utilisée pour la détermination de l'équilibre de sorption est inspirée des travaux de Chris et al.[3] et correspond à une approximation mathématique de la courbe expérimentale obtenue pour le cas du couple zéolithe 13X/H₂O :

$$X_{eq} = (a_2 \cdot T_z^2 + a_1 \cdot T_z + a_0) + 0.0228 \cdot \ln \left[\frac{P_v}{P_{sat}} \right] \quad (II.32)$$

avec $a_2=3E-06 \text{ K}^{-2}$, $a_1=-0.0017 \text{ K}^{-1}$, et $a_0=0.3206$. En assimilant l'air humide à un mélange de gaz parfait et en y appliquant la loi de Dalton, P_v est calculée au moyen de la corrélation suivante [54]:

$$P_v = \left(\frac{14 \cdot X_{ah}}{9 + 5 \cdot X_{ah}} \right) \cdot P_{ah} \quad (II.33)$$

P_{sat} est calculée au moyen de la formule de Dupré suivante (valable entre -50°C et + 200°C) [55]:

$$P_{sat} = 133.322 \cdot \exp \left[46.784 - \frac{a_3}{T_z} - 3.868 \ln(T_z) \right] (Pa) \quad (II.34)$$

avec $a_3=6435 \text{ K}$

II.4.3.1.7. L'enthalpie de sorption

Les résultats de Chris et al.[3] sur les chaleurs différentielles de sorption de quelques couples adsorbant/eau montrent, pour le couple zéolithe 13X/H₂O, que son enthalpie de sorption massique est supérieure à la chaleur latente de vaporisation de l'eau sous les mêmes conditions (Cf. Figure II.16).

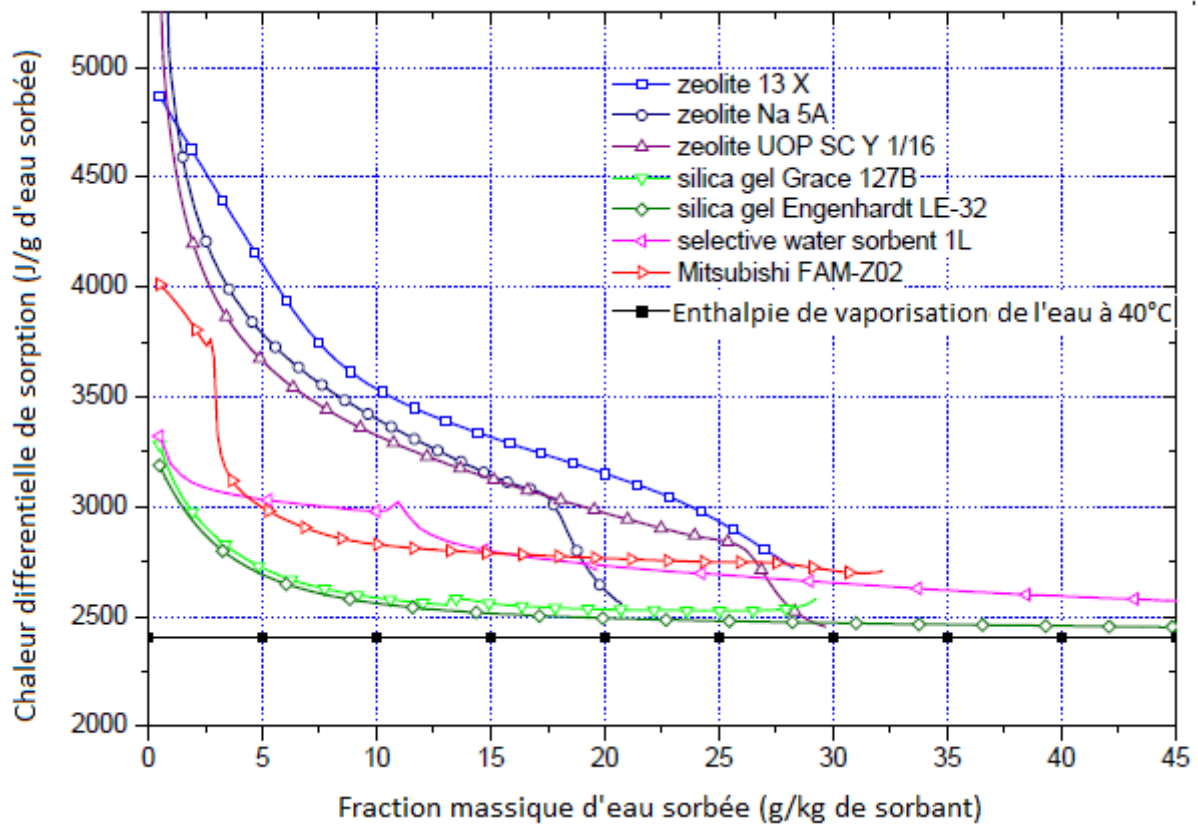


Figure II. 16: Chaleur différentielle de sorption de quelques couples à 40°C [3]

En effet, lors d'un processus de sorption, la chaleur dégagée ou absorbée par le processus se compose de celle nécessaire au changement de phase de l'eau sorbée, additionnée à celle nécessaire à l'établissement ou à la rupture de la liaison zéolithe 13X-H₂O. De plus, cette chaleur différentielle de sorption décroît avec l'avancement du processus.

De façon similaire à l'équilibre de sorption, la corrélation pour la détermination de l'enthalpie de sorption est tirée des travaux de Chris et al.[3] sur les chaleurs différentielles de sorption de quelques couples adsorbant/eau. L'approximation polynomiale de la courbe expérimentale obtenue pour le couple zéolithe 13X/eau conduit à un polynôme de degré 5 dont l'expression est la suivante :

$$\Delta H_R = b_5 \cdot X_z^5 + b_4 \cdot X_z^4 + b_3 \cdot X_z^3 + b_2 \cdot X_z^2 + b_1 \cdot X_z + b_0 \quad (\text{II.35})$$

avec $b_5 = 8.4\text{E}+06$ J/g d'eau sorbée, $b_4 = -6.1\text{E}+06$ J/g d'eau sorbée, $b_3 = 1.41\text{E}+06$ J/g d'eau sorbée, $b_2 = -7.3\text{E}+04$ J/g d'eau sorbée, $b_1 = -1.5\text{E}+04$ J/g d'eau sorbée et $b_0 = 4124$ J/g d'eau sorbée.

II.4.3.2. Formulation mathématique du modèle

La modélisation proposée est basée sur la résolution, par la méthode des volumes finis, des équations de conservation de la masse et de la chaleur, ainsi que d'une équation de vitesse de réaction, dans l'ensemble du volume du lit réactif. En négligeant la diffusion massique des molécules devant le transport convectif, l'étude peut être réalisée en dimension 1 en tenant

compte de la symétrie de révolution du domaine cylindrique autour de son axe comme l'illustre le schéma de la Figure II.17.

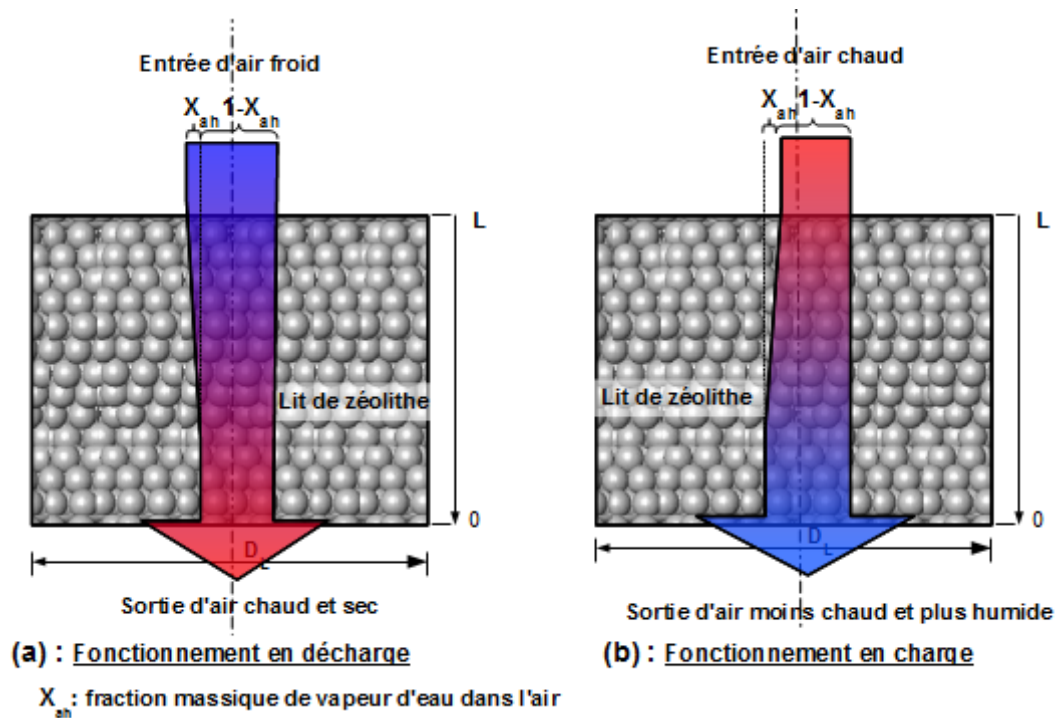


Figure II. 17 : Coupe transversale du lit de zéolithe traversé par un écoulement d'air humide : a) fonctionnement en décharge, b) fonctionnement en charge.

II.4.3.2.1. Hypothèses

La formulation mathématique du modèle proposé repose sur les hypothèses suivantes :

- L'eau adsorbée par la zéolithe est supposée en état liquide au sein du matériau et en équilibre thermique et chimique avec ce dernier ;
- La taille des billes de zéolithe ainsi que la porosité du lit sont supposées uniformes;
- L'air humide en écoulement dans le lit est assimilé à un mélange de gaz parfait (air sec + vapeur d'eau);
- Les transferts thermiques radiatifs entre phases solide et gazeuse sont négligés;
- L'écoulement du fluide est supposé unidirectionnel suivant l'axe parallèle à la vitesse de l'écoulement;
- La diffusion massique dans une direction autre que celle de l'écoulement sera négligée devant le transport convectif ;

II.4.3.2.2. Modèle 1D du lit poreux réactif

Les équations mathématiques traduisant les bilans massiques et thermiques sont établies à partir des lois de la mécanique des écoulements en milieu poreux [56-59].

a. Equation de conservation de la masse

L'équation de conservation de la masse sur l'air humide est la suivante :

$$\frac{\partial(\xi_l \rho_{ah})}{\partial t} + \nabla[\rho_{ah} \cdot u] + (1 - \xi_t) \rho_z \frac{\partial X_z}{\partial t} = 0 \quad (II.36)$$

où $\xi_l \rho_{ah}$ représente la masse volumique apparente de l'air humide dans l'élément de volume considéré, $\nabla[\rho_{ah} \cdot u]$ le bilan de transport massique aux bornes du domaine considéré et $(1 - \xi_t) \rho_z \frac{\partial X_z}{\partial t}$ le terme de sorption de vapeur d'eau (positif ou négatif suivant qu'on soit en désorption ou en adsorption).

L'équation II.36 réécrite sur la vapeur d'eau conduit à la relation suivante :

$$\xi_l \rho_{ah} \frac{\partial(X_{ah})}{\partial t} + (\rho_{ah} u) \nabla[X_{ah}] + (1 - X_{ah})(1 - \xi_t) \rho_z \frac{\partial X_z}{\partial t} = 0 \quad (II.37)$$

où $\xi_l \rho_{ah} X_{ah}$ représente la masse volumique apparente de la vapeur d'eau dans l'élément de volume considéré, $(\rho_{ah} u) \nabla[X_{ah}]$ le bilan de transport massique de vapeur d'eau aux bornes du domaine considéré et $(1 - \xi_t) \rho_z \frac{\partial X_z}{\partial t}$ le terme de sorption de vapeur d'eau.

b. Equation de la quantité de mouvement

En négligeant l'effet de la pesanteur et en remplaçant la perméabilité par son expression dans l'équation de Darcy (Cf. Eq.II.24), on obtient l'équation du mouvement sur le lit :

$$u = - \frac{\xi_l^3 \cdot d_p^2}{120 \cdot (1 - \xi_l)^2 \cdot \mu} \nabla P \quad (II.38)$$

c. Equation de conservation de l'énergie

Les équations de conservation de l'énergie pour l'air humide et la zéolithe dans le réacteur sont les suivantes :

⊗ pour l'air humide :

$$\begin{aligned} \xi_l \frac{\partial(\rho_{ah} C_{v,ah} T_{ah})}{\partial t} &= a_v h_{conv,ah,z} (T_z - T_{ah}) + u \cdot \nabla[\rho_{ah} C_{p,ah} T_{ah}] \\ &+ S_{ah,p} h_{conv,ah,p} (T_{ah} - T_p) \end{aligned} \quad (II.39)$$

où $(\rho_{ah} C_{v,ah} T_{ah})$ est l'énergie interne volumique de l'air humide, $a_v h_{conv,ah,z} (T_z - T_{ah})$ le transfert thermique convectif avec la zéolithe, $u \cdot \nabla[\rho_{ah} C_{p,ah} T_{ah}]$ le terme de transport d'enthalpie dans le lit de zéolithe et $S_{ah,p} h_{conv,ah,p} (T_{ah} - T_p)$ l'échange thermique par convection avec les parois du réacteur à travers la surface d'échange $S_{ah,p}$.

Les capacités calorifiques spécifiques respectivement à volume constant et à pression constante pour l'air humide se calculent à partir des corrélations suivantes :

$$C_{v,ah} = X_{ah} \cdot C_{v,v} + (1 - X_{ah}) \cdot C_{v,as} \quad ; \quad C_{p,ah} = X_{ah} \cdot C_{p,v} + (1 - X_{ah}) \cdot C_{p,as} \quad (II.40)$$

$C_{v,i}$ (resp. $C_{p,i}$) étant la chaleur spécifique à volume constant (resp. à pression constante) du composé $i = \{v = \text{vapeur d'eau}, as = \text{air sec}\}$.

⊗ pour la zéolithe :

$$\begin{aligned} \rho_z(1 - \xi_t)(C_{pz} + X_z C_{pw}) \frac{\partial(T_z)}{\partial t} \\ = \nabla \cdot [\lambda_z \nabla T_z] - a_v h_{conv,ah,z}(T_z - T_{ah}) + (1 - \xi_t) \rho_z \frac{dX_z}{dt} \Delta H_R \end{aligned} \quad (II.41)$$

où $\nabla \cdot [\lambda_z \nabla T_z]$ représente le terme de conduction thermique, $a_v h_{conv,ah,z}(T_z - T_{ah})$ le transfert thermique convectif avec l'air humide, $(1 - \xi_t) \rho_z \frac{dX_z}{dt} \Delta H_R$ le terme source de chaleur de sorption. L'échange thermique entre les billes de zéolithe et les parois du réacteur est considéré comme négligeable devant les autres transferts, étant donné la faible valeur de la surface de contact entre les billes de zéolithe et la surface plane des parois.

→ Détermination du Coefficient de transfert convectif ($h_{conv,ah,z}$)

Le coefficient de transfert convectif entre un fluide et la phase solide dans le cadre d'un écoulement en milieu poreux s'obtient à partir de la corrélation de Dittus et Boelter [31, 60] :

$$h_{conv,ah,z} = \frac{\lambda_{ah}}{d_{pb}} (2 + 1.8 * Pr^{0.33} * Re^{0.5}) \quad \text{où} \quad Pr = \mu_{ah} \cdot C_{p,ah} / \lambda_{ah} \quad (II.42)$$

II.4.3.2.3. Linéarisation et implémentation du modèle mathématique

Le processus de linéarisation des équations du modèle mathématique consiste à les réécrire sur l'ensemble des n volumes élémentaires issus de la segmentation du lit (dans la direction de l'écoulement). Il s'agit ici d'appliquer aux bornes de chacun de ces volumes élémentaires, les bilans thermiques et massiques relatifs aux équations (Eq. (II.36), (II.37), (II.38), (II.39), (II.41)) du modèle 1D comme le montre la Figure II.18.

Soit X_{ah}^i (resp. X_z^i) la fraction massique de vapeur d'eau de l'air humide (resp. la fraction massique d'eau dans la zéolithe) contenu dans chaque volume élémentaire i , et $mWat_{flow}^i$ le débit de sorption de la vapeur d'eau sur la zéolithe. À un instant t donné nous avons :

$$X_{ah}^i(t) = \frac{m_v^i(t)}{m_{ah}^i(t)} \quad , \text{ (sur l'air humide)} \quad (II.43)$$

$$X_z^i(t) = \frac{m_w^i(t)}{m_z^i(t)} \quad , \text{ (sur la zéolithe humide)} \quad (II.44)$$

$$mWat_{flow}^i(t) = (1 - \xi_t) \rho_z^i V_i \cdot k_m \cdot (X_{eq}^i - X_z^i) \quad (II.45)$$

La traduction numérique et algébrique, aux bornes de chaque volume élémentaire du domaine, des équations bilan établies précédemment dans le modèle théorique conduit aux équations suivantes (Cf. Figure II.18):

→ Bilan massique sur l'air humide :

$$\dot{m}_{ah}^{i-1}(t) + mWat_{flow}^i(t) - \dot{m}_{ah}^{i+1}(t) = \frac{dm_{ah}^i}{dt} \quad (II.46)$$

→ Bilan massique sur la vapeur d'eau :

$$\dot{m}_{ah}^{i-1}(t) * X_{ah}^{i-1}(t) + mWat_{flow}^i(t) - \dot{m}_{ah}^{i+1}(t) * X_{ah}^{i+1}(t) = \frac{d(m_{ah}^i * X_{ah}^i)}{dt} \quad (II.47)$$

→ Bilan thermique sur l'air humide :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ah}^{i-1}(t) * h_{ah}^{i-1}(t) + \xi_t V_i a_v^i h_{conv,ah,z}^i (T_{ah}^i - T_z^i) \\ + \xi_t V_i S_{ah,p}^i h_{conv,ah,p}^i (T_{ah}^i - T_p^i) - \dot{m}_{ah}^{i+1}(t) * h_{ah}^{i+1}(t) \\ = \frac{d(m_{ah}^i * C_{v,ah}^i * T_{ah}^i)}{dt} \end{aligned} \quad (II.48)$$

→ Bilan thermique sur la phase solide :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cond,z}^{i-1}(t) + \xi_t V_i a_v^i h_{conv,ah,z}^i (T_z^i - T_{ah}^i) + \dot{Q}_R^i(t) + \dot{Q}_{cond,z}^{i+1}(t) \\ = \frac{d(m_z^i * C_{p,z}^i * T_z^i)}{dt} \end{aligned} \quad (II.49)$$

avec

$$\dot{Q}_R^i = mWat_{flow}^i * \Delta H_R = (1 - \xi_t) \rho_z^i V_i \cdot k_m \cdot (X_{eq}^i - X_z^i) * \Delta H_R \quad (II.50)$$

$$\dot{Q}_{cond,z}^{i-1} = (1 - \xi_t) * (\pi D_L^2) * \lambda_z * (T_z^{i-1} - T_z^i) \quad (II.51)$$

$$\dot{Q}_{cond,z}^{i+1} = (1 - \xi_t) * (\pi D_L^2) * \lambda_z * (T_z^{i+1} - T_z^i) \quad (II.52)$$

L'implémentation numérique de ces équations au sein du logiciel de simulation est traduite sur le schéma de la Figure II.18.

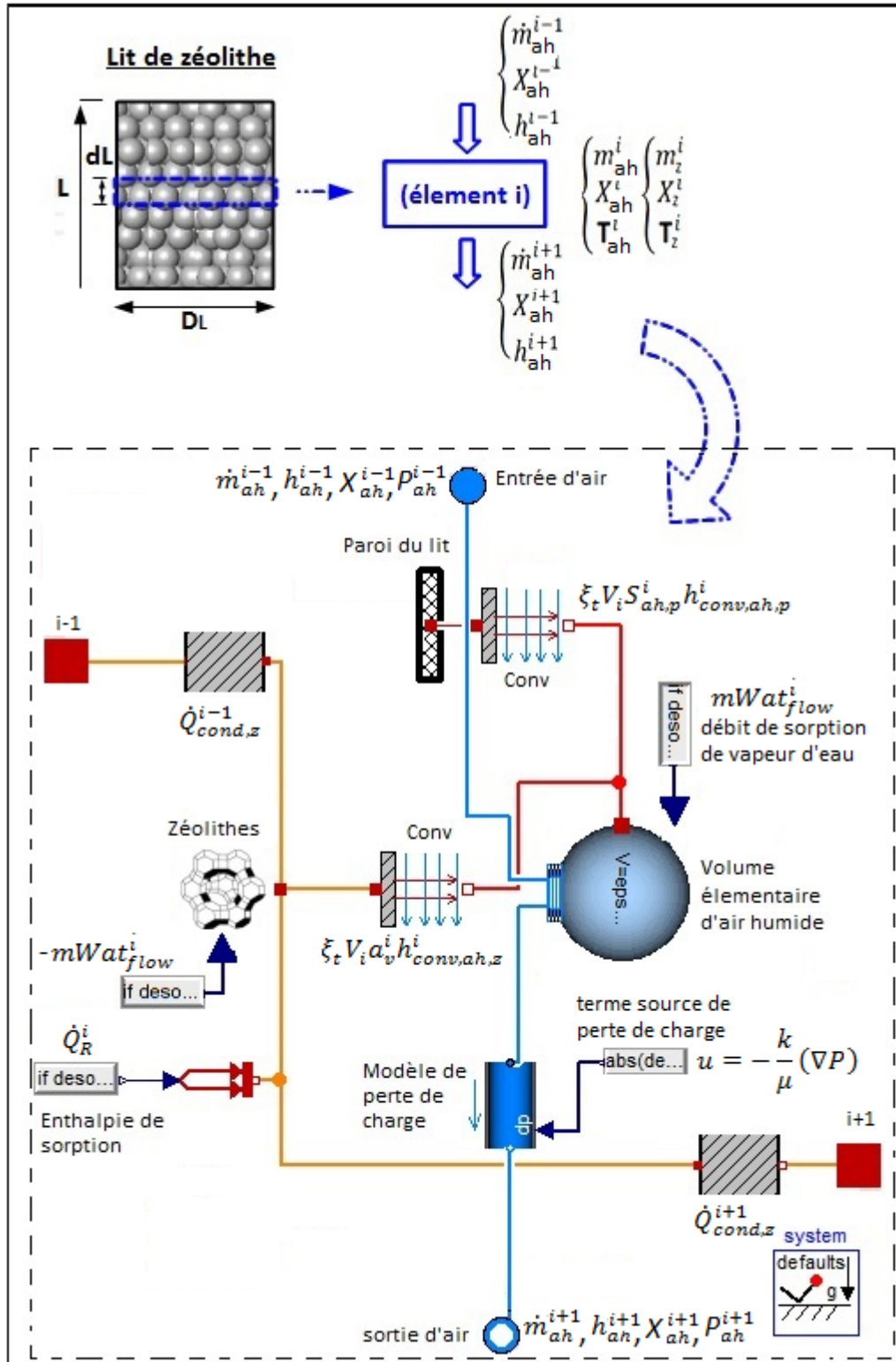


Figure II. 18 : Représentation schématique et implémentation logicielle d'un volume élémentaire i du réacteur de sorption

➤ Conditions aux limites dans chaque volume élémentaire

1. Entrée du système :

- La fraction massique de vapeur d'eau de l'air (X_{ah}), la pression totale en entrée (P_{ahi}) de l'air humide, l'enthalpie spécifique (h_{ah}) et le débit massique d'air (\dot{m}_{ah}) à l'entrée de notre système sont connus ;

2. Sortie du système

- La pression à la sortie est égale à la pression l'entrée de l'échangeur de chaleur monté en aval du stockage de zéolithe.

II.4.4. Modélisation des composants auxiliaires

Ce paragraphe est consacré à la présentation des principaux composants auxiliaires (canalisations, ventilateurs, échangeurs de chaleur) du dispositif. La modélisation du système étant effectuée sur Dymola 2012 FD01, celui-ci dispose d'une bibliothèque standard intégrée (Modélica 3.2). L'Annexe I aborde avec plus de détails les équations relatives à la modélisation du fonctionnement de ses composants.

II.5. Conclusion

Dans ce chapitre, la modélisation des principaux composants du système a été abordée.

La modélisation de la maison individuelle résulte du couplage d'un modèle d'enveloppe thermique à celui du volume d'air de la pièce. Le modèle d'enveloppe thermique est élaboré à partir du bilan thermique appliqué à chaque paroi. Cela permet d'estimer les échanges thermiques entre chacune d'elles et l'environnement et l'air ambiant de la pièce. Les apports thermiques et hydriques dans la maison ont été estimés sur la base d'un scénario d'occupation et du nombre d'occupants déterminé à partir du nombre d'adultes équivalents.

Pour le capteur thermique à air, le choix du type à tube sous-vide et de la configuration à tube axial s'est fait en raison des températures élevées requises pour la charge du réacteur de sorption, composant principal du système de stockage de chaleur. La modélisation du capteur résulte du couplage d'un modèle optique et d'un modèle thermique du capteur. Afin d'étudier l'air tout au long de son parcours au sein du capteur, chacun de ses tubes a fait l'objet d'une segmentation uniforme dans le sens d'écoulement du fluide.

La modélisation du fonctionnement du réacteur de sorption a principalement porté sur la modélisation des mécanismes de sorption du couple zéolithe 13X/eau. Après avoir décrit le fonctionnement du réacteur, les principales lois de sorption (isothermes de sorption, perméabilité, cinétique de sorption, équilibre de sorption) régissant ce fonctionnement ont été introduites. La modélisation du fonctionnement du lit poreux a donné lieu à la résolution de 3 équations fortement couplées : deux équations de conservation de l'énergie (une dans l'air et une dans la zéolithe) et une équation de conservation de la masse d'eau dans le lit

d'adsorbant. A ces équations sont associées les conditions aux limites correspondant aux différentes phases de fonctionnement du système.

Le chapitre suivant sera consacré à la présentation du dispositif expérimental ayant donné lieu à la validation des modèles présentés dans ce chapitre.

Références

- [1] Dassault Systèmes AB. User Manual. Dymola (Dynamic Modeling Laboratory). November 2011. p. 558 pages.
- [2] A. Hauer. Sorption theory for thermal energy storage. Thermal energy storage for sustainable energy consumption. Springer;Netherlands. 2007. 393-408.
- [3] C. Bales, P. Gantenbein, A. Hauer, H.-M. Henning, D. Jaenig, H. Kerskes. Thermal properties of materials for thermo-chemical storage of solar heat. 2005. 20 p. Report no.B2-Task 32. available at: http://www.iea-shc.org/publications/downloads/task32-Thermal_Properties_of_Materials.pdf.
- [4] Electricité de France (EDF).OSMOSYS-EDF : plate-forme de simulation. <http://france.edf.com/france-45634.html>.
- [5] Electricité de France (EDF).<http://france.edf.com/france-45634.html>.
- [6] Association française de normalisation (AFNOR). ventilation des bâtiments conception et dimensionnement des systèmes de ventilation résidentiels. Août 2006. Report at: <http://www.boutique.afnor.org/norme/fd-cen-tr-14788/ventilation-des-batiments-conception-et-dimensionnement-des-systemes-de-ventilation-residentiels/article/745361/fa103875>.
- [7] A. Gorbach, M. Stegmaier, G. Eigenberger. Measurement and modeling of water vapor adsorption on zeolite 4A-equilibria and kinetics. Adsorption-Journal of the International Adsorption Society 2004;10:29-46.
- [8] E. Zambolin, D. Del Col. An improved procedure for the experimental characterization of optical efficiency in evacuated tube solar collectors. Renewable Energy 2012;43:37-46.
- [9] J. A. Duffie, W. A. Beckman. Solar Engineering of thermal processes. 1991.
- [10] H. Han, J. T. Kim, H. T. Ahn, S. J. Lee. A three-dimensional performance analysis of all-glass vacuum tubes with coaxial fluid conduit. International Communications in Heat and Mass Transfer 2008;35:589-596.
- [11] J. T. Kim, H. T. Ahn, H. Han, H. T. Kim, W. Chun. The performance simulation of all-glass vacuum tubes with coaxial fluid conduit. International Communications in Heat and Mass Transfer 2007;34:587-597.
- [12] Y. Kim, T. Seo. Thermal performances comparisons of the glass evacuated tube solar collectors with shapes of absorber tube. Renewable Energy 2007;32:772-795.
- [13] R. Hastings, M. Wall. Sustainable solar housing. IEA Energy conservation in buildings & community systems programme.2007.
- [14] G. L. Morrison, I. Budihardjo, M. Behnia. Measurement and simulation of flow rate in a water-in-glass evacuated tube solar water heater. Solar Energy 2005;78:257-267.
- [15] F. Rahman, A. S. Alzakri, M. A. A. Rahman. Two-dimensional mathematical-model of evacuated tubular solar collector. Journal of Solar Energy Engineering-Transactions of the Asme 1984;106:341-346.
- [16] R. L. Sawhney, N. K. Bansal, Inderjit. Performance parameters of an evacuated tubular collector with a u-tube fluid channel. Journal of Solar Energy Engineering-Transactions of the Asme 1987;109:346-348.
- [17] W. Chun, K. Chen, H. T. Kim. Performance study of a bi-directional thermodiode designed for energy-efficient buildings. Journal of Solar Energy Engineering-Transactions of the Asme 2002;124:291-299.
- [18] Shott Company.Borofloat 33. http://psec.uchicago.edu/glass/borofloat_33_e.pdf.
- [19] A. A. Badran, M. F. Mustafa, W. K. Dawood, Z. K. Ghazzawi. On the measurement of bond conductance in solar collector absorber plates. Energy Conversion and Management 2008;49:3305-3310.

- [20] G. Diaz. Performance analysis and design optimization of a mini-channel evacuated-tube solar collector. In: Proceedings of ASME IMECE. 2008
- [21] L. Ma, Z. Lu, J. Zhang, R. Liang. Thermal performance analysis of the glass evacuated tube solar collector with U-tube. Building and Environment 2010;45:1959-1967.
- [22] I. Budihardjo, G. L. Morrison. Performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters. Solar Energy 2009;83:49-56.
- [23] B. Perers. An improved dynamic solar collector test method for determination of non-linear optical and thermal characteristics with multiple regression. Solar Energy 1997;59:163-178.
- [24] M. Ronnelid, B. Perers, B. Karlsson. On the factorisation of incidence angle modifiers for CPC collectors. Solar Energy 1997;59:281-286.
- [25] W. R. McIntire, K. A. Reed. Orientational relationships for optically non-symmetric solar collectors Solar Energy 1983;31:405-410.
- [26] E. Zambolin, D. Del Col. Experimental analysis of thermal performance of flat plate and evacuated tube solar collectors in stationary standard and daily conditions. Solar Energy 2009;84:1382-1396.
- [27] Centre d'Information du cuivre laiton et alliages. Les propriétés du Cuivre & Alliages. 2012. <http://www.cuivre.org/index-7410.htm>.
- [28] N. Ben Amar, L. M. Sun, F. Meunier. Numerical analysis of adsorptive temperature wave regenerative heat pump. Applied Thermal Engineering 1996;16:405-418.
- [29] K. C. Leong, Y. Liu. Numerical modeling of combined heat and mass transfer in the adsorbent bed of a zeolite/water cooling system. Applied Thermal Engineering 2004;24:2359-2374.
- [30] K. C. Leong, Y. Liu. Numerical study of a combined heat and mass recovery adsorption cooling cycle. International Journal of Heat and Mass Transfer 2004;47:4761-4770.
- [31] A. Mhimid. Theoretical study of heat and mass transfer in a zeolite bed during water desorption: validity of local thermal equilibrium assumption. International Journal of Heat and Mass Transfer 1998;41:2967-2977.
- [32] L. Z. Zhang. A three-dimensional non-equilibrium model for an intermittent adsorption cooling system. Solar Energy 2000;69:27-35.
- [33] L. Z. Zhang, L. Wang. Effects of coupled heat and mass transfers in adsorbent on the performance of a waste heat adsorption cooling unit. Applied Thermal Engineering 1999;19:195-215.
- [34] F. B. Cortés, F. Chejne, F. Carrasco-Marín, C. Moreno-Castilla, A. F. Pérez-Cadenas. Water adsorption on zeolite 13X: comparison of the two methods based on mass spectrometry and thermogravimetry. Adsorption 2010;16:141-146.
- [35] Y. Ki Ryu, S. Ju Lee, J. W. Kim, C.-H. Lee. Adsorption Equilibrium and Kinetics of H₂O on Zeolite 13X. Korean Journal of Chemical Engineering 2001;4:525-530.
- [36] R. G. Holdich. Fluid flow through porous media. Fundamentals of Particle Technology. Midland Information Technology and Publishing,;2002. 173 pages.
- [37] G. Rambaud. Problématique des transferts en milieu poreux réactif déformables pour procédés de rafraîchissement solaire. Phd Thesis; Université de Perpignan, France. 2009.
- [38] E. Guyon, J.-P. Hulin, L. Petit. Hydrodynamique physique. Paris.E. Sciences. 2001.
- [39] J. Bear. Dynamics of fluid in porous media. New York. University of Toronto;1972.
- [40] V. Girault, P.-A. Raviart. Finite element methods for Navier-Stokes equations : theory and algorithms /. Berlin.Springer-Verlag. 1986.
- [41] G. G. Ilis, M. Mobedi, S. Ulku. A parametric study on isobaric adsorption process in a closed adsorbent bed. International Communications in Heat and Mass Transfer 2010;37:540-547.

- [42] S. Sircar, J. R. Hufton. Why does the Linear Driving Force model for adsorption kinetics work ? *Adsorption-Journal of the International Adsorption Society* 2000;6:137-147.
- [43] L. M. Sun, Y. Feng, M. Pons. Numerical investigation of adsorptive heat pump systems with thermal wave heat regeneration under uniform-pressure conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1997;40:281-293.
- [44] L. M. Sun, F. Meunier. *Adsorption : Aspects théoriques. Techniques de l'Ingénieur.* 2003.
- [45] L. Yong, K. Sumathy. Review of mathematical investigation on the closed adsorption heat pump and cooling systems. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 2002;6:305-337.
- [46] A. Sakoda, M. Suzuki. Fundamental-study on solar powered adsorption cooling system. *Journal of Chemical Engineering of Japan* 1984;17:52-57.
- [47] M. H. Chahbani, J. Labidi, J. Paris. Effect of mass transfer kinetics on the performance of adsorptive heat pump systems. *Applied Thermal Engineering* 2002;22:23-40.
- [48] B. Mette, H. Kerskes, H. Drueck, H. Mueller-Steinhagen. New highly efficient regeneration process for thermochemical energy storage. *Applied Energy* 2013;109:352-359.
- [49] D. Schuring. *Diffusion in Zeolites: Towards a Microscopic Understanding.* Library Technische Universiteit Eindhoven, 2002.
- [50] G. Cacciola, G. Restuccia. Reversible adsorption heat-pump - a thermodynamic model. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid* 1995;18:100-106.
- [51] M. M. Dubinin, V. A. Astakhov. Description of adsorption equilibria of vapors on zeolites over wide ranges of temperature and pressure. *Advances in Chemistry Series* 1971 69-&.
- [52] I. Langmuir. The adsorption of gases on plane surfaces of glass, mica and platinum. *Journal of the American Chemical Society* 1918;40:1361-1403.
- [53] M. Llano-Restrepo, M. A. Mosquera. Accurate correlation, thermochemistry, and structural interpretation of equilibrium adsorption isotherms of water vapor in zeolite 3A by means of a generalized statistical thermodynamic adsorption model (vol 283, pg 73, 2009). *Fluid Phase Equilibria* 2010;299:305-305.
- [54] R. Ravi. The Gibbs-Duhem Equation, the Ideal Gas Mixture, and a Generalized Interpretation of Dalton's Law. *Industrial & Engineering Chemistry Research* 2011;50:13076-13082.
- [55] Y. Jannot. *L'air humide.* 2005.
- [56] F. Duval, F. Fichot, M. Quintard. A local thermal non-equilibrium model for two-phase flows with phase-change in porous media. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2004;47:613-639.
- [57] J. Hager, R. Wimmerstedt, S. Whitaker. Steam drying a bed of porous spheres: Theory and experiment. *Chemical Engineering Science* 2000;55:1675-1698.
- [58] D. A. Nield, A. Bejan. *Convection in Porous Media.* Springer. 1999.
- [59] M. Sozen, K. Vafai. Analysis of the non-thermal equilibrium condensing flow of a gas through a packed bed. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1990;33:1247-1261.
- [60] A. BEJAN. *Convection Heat Transfer.* 2nd ed. John Wiley & Sons;New York. 1995.

Chapitre III

Expérimentation et analyse des performances du capteur solaire thermique et du stockage de zéolithe

III.1. Introduction

Le présent chapitre est dédié à la validation expérimentale des modèles théoriques sur le capteur solaire thermique et le réacteur de sorption, modèles présentés au sein du chapitre précédent. Le travail a nécessité pour chacun des composants cités, la conception et le montage d'un prototype expérimental sujet à la série de tests indispensables à l'obtention des données sur le comportement thermique et aéraulique des dits composants. Les données obtenues des essais rendent possible la validation expérimentale des résultats des modèles mathématiques développés, permettant ainsi d'évaluer l'adéquation entre les informations fournies par la simulation numérique et les relevés expérimentaux [1, 2].

Comme annoncé dans le chapitre précédent, le modèle de la maison individuelle ne fera pas l'objet d'une validation expérimentale au sein de ce chapitre. Ce modèle, dont la composante thermique (enveloppe) a été développée par EDF R&D, a déjà fait l'objet d'une validation [3].

Egalement, les modèles des composants auxiliaires ne seront pas non plus sujets à validation expérimentale. Il s'agit en effet de systèmes dont la technologie est maîtrisée et ces derniers sont supposés avoir des performances (puissance délivrée, énergie stockée) conformes aux lois physiques décrivant leur comportement.

III.2. Le capteur solaire

III.2.1 Description de l'installation

III.2.1.1 Objectif

Le capteur solaire constitue un des éléments centraux du SSCS car il fournit la chaleur indispensable au processus de sorption. Dans le cadre de ces travaux, le choix de la technologie à tubes sous-vide a été fait par rapport aux technologies classiques (capteurs plans) en raison, comme on le verra plus loin, du niveau élevé de température requis par le processus de sorption au sein des modules de stockage de zéolithe. En effet, la présence de vide au sein des capteurs à tubes sous-vide permet une montée en température plus rapide, de même qu'une minimisation des pertes thermiques à hautes températures [4]. Ce qui s'avère primordial au regard des propriétés du fluide caloporteur (air humide) qui est utilisé et des conditions d'utilisation du capteur ($> 100^{\circ}\text{C}$).

L'objectif de cette première partie est de procéder à une expérimentation sur le fonctionnement du capteur solaire afin d'en déduire les principaux paramètres significatifs à son dimensionnement au sein du SSCS.

III.2.1.2 Principe

La démarche pour la conception du prototype expérimental du capteur solaire est la suivante : à partir d'un modèle commercial de capteur solaire à eau à tube sous-vide à caloduc de marque Kamax 200 CPC-SPA 58/1800-Nb, des modifications (Cf. Figure III.1) sont apportées à son système de récupération de chaleur afin non seulement d'augmenter la surface

d'échange entre la paroi chaude (surface interne du tube g2) dans les tubes et le fluide caloporteur, mais aussi afin d'aboutir à une configuration qui permette une mise en série des tubes pour une montée en température plus rapide du fluide caloporteur. Le détail des modifications apportées est le suivant [1]:

- supprimer le caloduc initialement présent dans chaque tube pour un remplacement par un dispositif composé d'un embout de laiton et d'un tube de cuivre (Cf. Figure III.1.b). Le tube de cuivre assure l'admission de l'air et l'embout de laiton la récupération de l'air chaud. Un joint de silicone haute température monté à la base de l'embout de laiton assure l'étanchéité du circuit.

- utiliser l'air comme fluide caloporteur en remplacement de l'eau : le circuit parcouru par l'air dans chaque tube est présenté sur la Figure III.1c. L'échange thermique direct entre celui-ci et la surface interne du tube g2 (supposé à la même température que le revêtement absorbant) permet une montée rapide en température de l'air malgré la valeur peu élevée de sa conductivité thermique (0.025 W/(m.K) à 25°C [5], 30 fois inférieure à celle de l'eau).

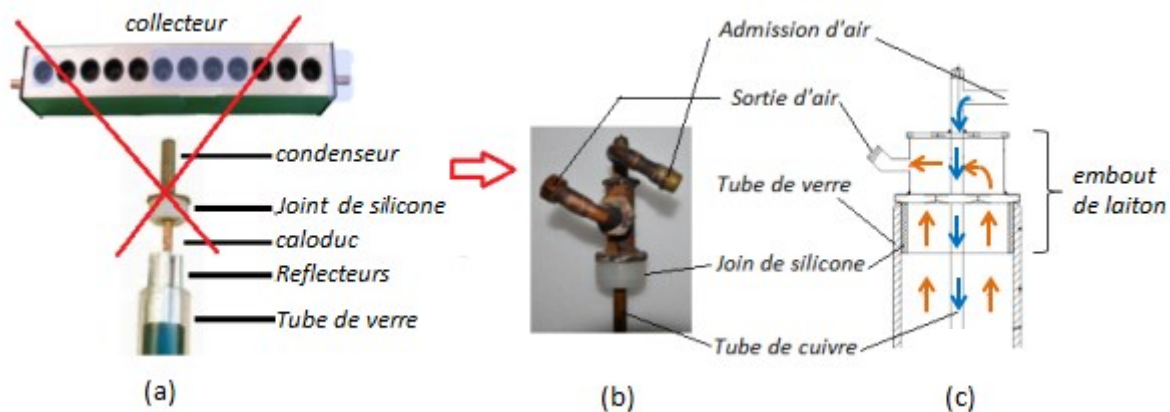


Figure III. 1 : Dispositif d'admission et de récupération du fluide caloporteur [1]

III.2.2 Protocole expérimental et méthodologie

III.2.2.1 Description du banc expérimental

Comme le montre la Figure III.2, le banc expérimental se compose : (i) d'un compresseur chargé d'assurer l'alimentation en air et sa circulation dans le circuit, (ii) du capteur solaire composé de 7 tubes sous-vide mis en série, (iii) d'un manomètre placé en amont du circuit pour la mesure de la perte de charge, (iv) d'un débitmètre volumique dédié à la mesure du débit normal d'air en circulation dans le circuit, (v) de 9 thermocouples pour la mesure de la température de l'air à l'entrée et à la sortie de chaque tube.

L'ensemble du dispositif est installé sur un châssis métallique incliné de 45° par rapport à l'horizontale et orienté au plein-sud (Cf. Figure III.3) sur le site du laboratoire

LOCIE (Laboratoire Optimisation de la Conception et Ingénierie de l'Environnement) situé dans la ville de Chambéry-France.

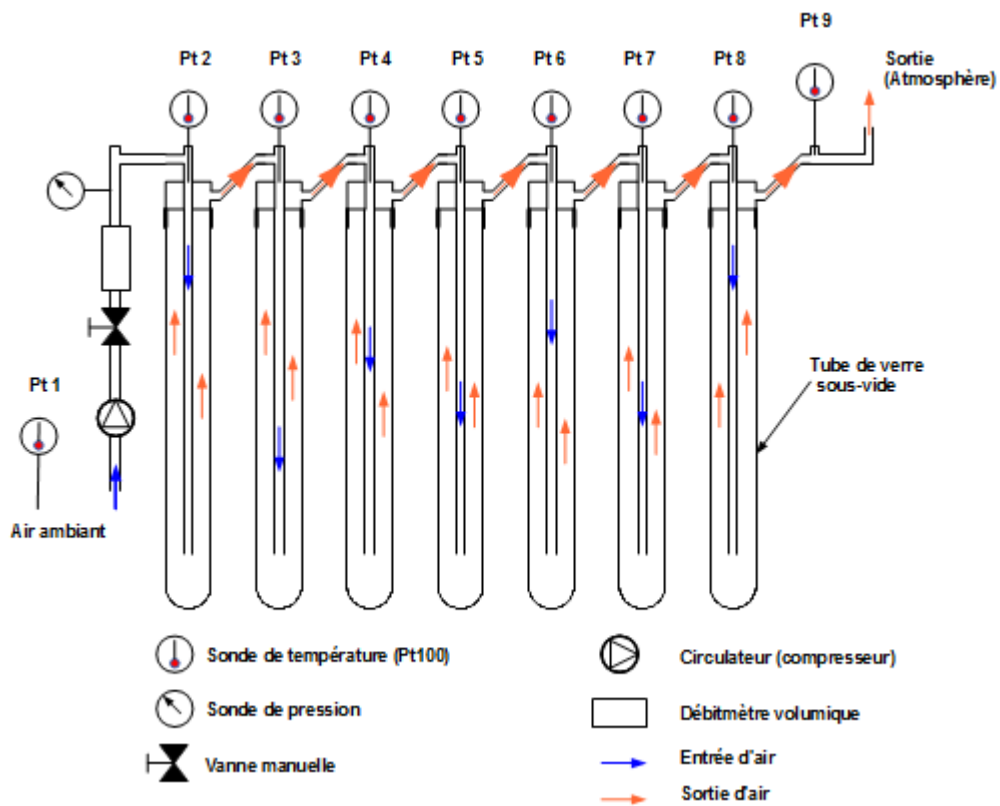


Figure III. 2 : Schéma du banc expérimental du capteur solaire [1]

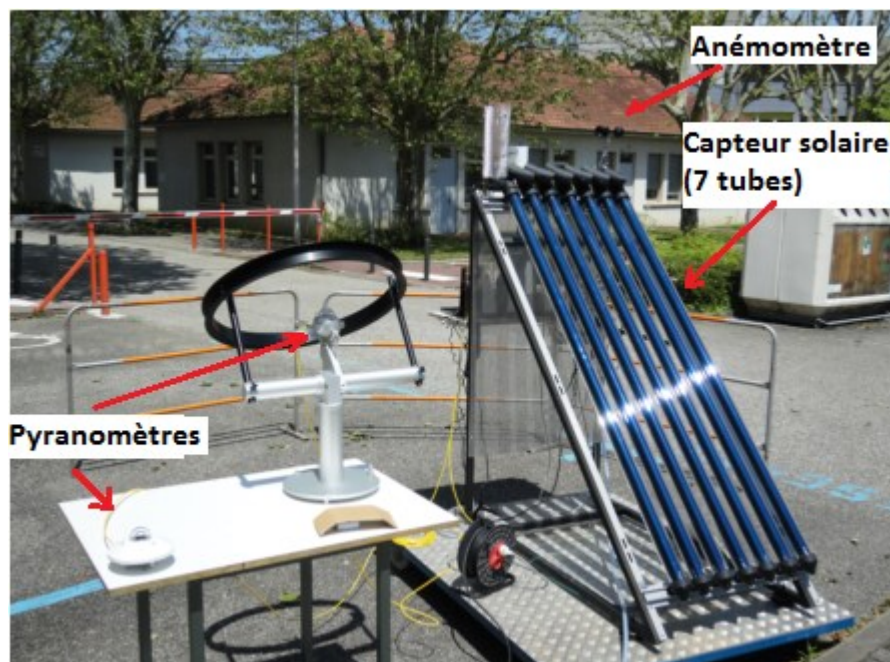


Figure III. 3 : Photo du banc expérimental [1]

L'utilisation de 2 pyranomètres dont 1 avec un anneau d'ombrage pour la mesure du rayonnement diffus, d'un anémomètre et d'un hygromètre permet la mesure des données météorologiques (rayonnement solaire global, rayonnement solaire diffus, vitesse du vent, humidité ambiante) indispensables au modèle numérique.

III.2.2.2 Acquisition des données – Variables mesurées

Température

La mesure de température sur le banc expérimental est assurée par des thermocouples de type K dont les caractéristiques techniques sont présentées dans le Tableau III.1. Les thermocouples ont une précision de mesure de $\pm 1^{\circ}\text{C}$, avec un temps de réponse de 1s. L'usage des thermocouples est fait principalement en 8 points du circuit :

- Point 1 : mesure de la température de l'air ambiant ;
- Point 2 : mesure de la température de l'air à l'entrée du capteur solaire (i.e en amont du premier tube du capteur) ;
- Points 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 : mesures de la température de l'air à la sortie des tubes 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 ;

Le débit volumique

La mesure du débit est très importante car, comme on le verra plus loin, c'est le seul paramètre sur lequel des essais paramétriques ont pu être conduits expérimentalement. L'air étant un gaz compressible, la mesure de son débit volumique dans les conditions de l'expérience s'est faite au travers de celle de son débit normal (\dot{V}_n). Il s'agit du débit volumique rapporté dans des conditions normales (température de 0°C , et pression de 1 atm).

Le débitmètre volumique utilisé est un débitmètre de type BROOKS 5863S/BF dont les caractéristiques techniques sont présentées dans le Tableau III.1. La gamme de mesure du débitmètre ($0\text{-}30\text{ Nm}^3/\text{h}$) permet de couvrir la plage des débits réalisés ($2\text{-}5\text{ Nm}^3/\text{h}$). La plage des débits réalisés est restreinte en raison de l'existence, lors des tests d'étanchéité sur le banc expérimental, d'un débit maximal de circulation d'air ($6\text{ Nm}^3/\text{h}$) au-delà duquel on enregistre une désolidarisation des composants du circuit (dé-emboîtement de l'embout de laiton des tubes) dû à une pression trop élevée de l'air à l'intérieur des tubes.

La perte de charge

La valeur de la perte de charge aux bornes du circuit est obtenue par mesure de la différence de pression entre l'entrée et la sortie du circuit. L'air à la sortie du capteur étant directement rejeté dans l'air ambiant, la pression à la sortie est connue et est égale à la pression atmosphérique. La mesure de la pression en amont est réalisée à l'aide d'un capteur de pression de type SEN 3249 B 025 KOBOLD dont les caractéristiques techniques sont présentées dans le Tableau III.1. Ce dernier est placé juste avant le capteur solaire et sa gamme de mesure couvre la plage $0\text{-}10^5\text{ Pa}$. Ce qui permet de couvrir la pression maximale admissible dans le circuit ($P_{\text{max}} = 4 \times 10^4\text{ Pa}$) obtenue lors des tests d'étanchéité. Les

résultats de l'étalonnage sur la précision de l'appareil montrent que celui-ci dispose d'une précision de $\pm 10\%$ sur la mesure.

Le rayonnement solaire

La mesure du rayonnement solaire est effectuée à l'aide de deux pyranomètres dont l'un disposant d'un anneau d'ombrage est destiné à la mesure du rayonnement diffus, et l'autre à la mesure du rayonnement global. Les pyranomètres sont du modèle CMP 11 du fournisseur Kipp & Zonen et le certificat d'étalonnage fait état d'une précision de mesure inférieure à 2% de la valeur mesurée (Cf. Tableau III.1).

La vitesse du vent

La vitesse du vent a une influence sur les pertes thermiques convectives du capteur solaire avec l'air ambiant. La mesure de la vitesse du vent sur le banc expérimental est réalisée à l'aide d'un anémomètre à impulsion (Cf. Tableau III.1). A chaque tour effectué par celui-ci, une impulsion électrique est envoyée à l'acquisition qui garde ces données en mémoire et les moyenne alors sur la fréquence d'acquisition (s, min, h). L'anémomètre est de type VORTEX-OEM et a été étalonné par le fabricant sur la plage de mesure 0-200 km/h.

L'humidité de l'air

Bien que n'ayant pas d'influence directe sur les performances thermiques du capteur solaire, la connaissance de l'humidité de l'air s'avère néanmoins importante car comme on le verra plus loin, celle-ci joue un rôle important sur la charge du réacteur de zéolithe. La mesure de l'humidité est effectuée sous la forme de l'humidité relative. L'hygromètre utilisé pour les mesures est de type LOG110 de la marque DOSTMANN electronic (Cf. Tableau III.2). Son certificat d'étalonnage renseigné par le fabricant fait état d'une précision de $\pm 3\%$ sur la mesure.

L'acquisition des données

L'acquisition des données sur les variables citées ci-dessus est effectuée au moyen d'une centrale d'acquisition de type Agilent 34970A. La centrale est équipée d'un dispositif de lecture des signaux de tension (thermocouples et pyranomètres), d'intensité (débitmètre et capteur de pression) et d'impulsion (anémomètre). Le pas de temps d'acquisition est de 60 s pour chacun des signaux.

Tableau III. 1 : Caractéristiques techniques des appareils de mesure

Nature	Caractéristiques techniques	Vue
Thermocouple de type K	<ul style="list-style-type: none"> - gamme : 0 – 200 °C - incertitude : $\pm 1^\circ\text{C}$ - diamètre : 1 mm - sortie : μV - longueur : 10 mm - temps de réponse : 0.15 s 	
Débitmètre volumique type : BROOKS 5863S/BF	<ul style="list-style-type: none"> - gamme : 0-30 Nm^3/h - incertitude : $\pm 7\%$ - sortie : 4-20 mA - alimentation : 24 V - temps de réponse : 1 s 	
Capteur de pression type : SEN 3249 B 025 KOBOLD	<ul style="list-style-type: none"> - gamme : 0-10⁵ Pa - incertitude : $\pm 10\%$ - sortie : 4-20 mA - alimentation : 10-30 V - temps de réponse : 1 ms 	
Pyranomètres type : CMP 11 du fournisseur Kipp & Zonen	<ul style="list-style-type: none"> - incertitude : $\pm 2\%$ - sortie : 0-20mV - temps de réponse < 5 s 	
		
Anémomètre type : VORTEX-OEM	<ul style="list-style-type: none"> - gamme : 0-200 km/h - seuil de détection : 4 km/h - précision : ± 0.8 km/h jusqu'à 17 km/h, $\pm 4\%$ au-delà - sortie : 1 impulsion/tour - alimentation : 5-24 V - temps de réponse = 1 s 	
Hygromètre type : LOG110 de la marque DOSTMANN electronic	<ul style="list-style-type: none"> - incertitude : $\pm 3\%$ - alimentation : 10-30 V - temps de réponse < 30 s 	

III.2.2.3 Variables calculées

Il s'agit de variables associées aux performances thermiques du capteur solaire ne pouvant être mesurées expérimentalement. Celles-ci sont déduites des corrélations mathématiques sur les bilans énergétique ou exergétique du le capteur solaire. Cette section est donc consacrée à l'analyse énergétique et exergétique du capteur solaire en vue de l'estimation de ses performances énergétiques et exergétiques.

a) Analyse énergétique

La puissance solaire incidente sur le capteur solaire se calcule à partir de la corrélation suivante :

$$\dot{E}n_{sol,capt} = I_T \cdot A_{capt} \quad (\text{III. 1})$$

où I_T est le rayonnement solaire incident sur le plan incliné du capteur (Voir Annexe I pour son calcul) et A_{capt} la surface d'entrée du capteur.

La puissance thermique transférée à l'air humide circulant dans le capteur est obtenue à partir de la corrélation suivante:

$$\dot{E}n_{ah,capt} = \dot{m}_{ah,in,capt} * h_{ah,in,capt} - \dot{m}_{ah,out,capt} * h_{ah,out,capt} \quad (\text{III. 2})$$

où h_{ah} représente l'enthalpie de l'air humide et est calculée à partir de la corrélation A.I.7 de l'Annexe I.

Les pertes thermiques par convection avec l'air ambiant et par rayonnement avec l'environnement constituent l'essentiel des pertes thermiques du capteur solaire. Elles se calculent à partir de la corrélation suivante:

$$\dot{E}n_{diss,capt} = \sum_{j=0}^N \sum_{i=1}^n h_{conv_a} * A_{g1}^{i,j} * (T_a - T_{g1}^{i,j}) + \sigma * A_{g1}^{i,j} * \varepsilon_{g1} * (T_{sky}^4 - (T_{g1}^{i,j})^4) \quad (\text{III. 3})$$

où $A_{g1}^{i,j}$ est la surface d'échange de l'élément de segmentation i du tube j, $T_{g1}^{i,j}$ la température de l'élément de segmentation i du tube j, n le nombre d'éléments et N le nombre de tubes de verre (Voir Figure II.8).

A partir des corrélations III.1 et III.2, il est possible d'en déduire le rendement énergétique du capteur :

$$\eta_{en,capt} = \left| \frac{\int_0^{t_c} \dot{E} n_{ah,capt}}{\int_0^{t_c} \dot{E} n_{sol,capt}} \right| \quad (III. 4)$$

$$= \left| \frac{\int_0^{t_c} (\dot{m}_{ah,out,capt} * h_{ah,out,capt} - \dot{m}_{ah,in,capt} * h_{ah,in,capt})}{\int_0^{t_c} (I_T \cdot A_{capt})} \right|$$

où t_c est le temps de fonctionnement du capteur.

b) Analyse exergetique

Le but de cette analyse est d'estimer l'exergie cédée à l'air circulant dans le capteur, de même que la dégradation d'exergie et l'exergie dissipée par ce dernier. Ceci passe par une estimation de l'exergie solaire incidente à sa surface.

Dans la littérature, la question de la méthodologie de calcul du contenu exergetique du rayonnement solaire divise. En effet, les systèmes de captation d'énergie solaire (capteurs thermiques solaires, capteurs solaires à concentration, etc..) diffèrent des systèmes énergétiques classiques (échangeurs de chaleur, pompes à chaleur, refroidisseurs, etc..) en raison de la nature de leur source d'énergie : le rayonnement solaire. Celui-ci possède 2 composantes : un rayonnement direct et un rayonnement diffus. Le rayonnement direct est plus ou moins absorbée et diffusée par l'atmosphère terrestre. Dès lors, lors de l'estimation du contenu exergetique du rayonnement solaire, la question de négliger (auquel cas le soleil est considéré comme un corps noir) ou non (auquel cas le soleil est considéré comme un corps gris) cette absorption par l'atmosphère divise, autant que celle du calcul de ce contenu exergetique à partir soit du rayonnement global, soit par addition des contributions des exergies de chacune ses composantes [6-19].

Dans le cadre de cette étude, l'approche par addition des contributions des exergies de chacune des composantes du rayonnement est adoptée. En effet, comme le montre Pons et al. [14], l'évaluation à partir du rayonnement global conduit à une sous-estimation du contenu exergetique du rayonnement pouvant aller jusqu'à 15 %, suivant la proportion de rayonnement direct sur le global. D'autre part, pour le calcul de son contenu entropique, le soleil est considéré comme un corps gris en raison de l'effet d'atténuation du rayonnement par l'atmosphère qui ne peut être négligé.

A ce sujet, les travaux de Planck [20] sur le rayonnement thermique des corps gris stipulent que l'entropie contenue dans un rayonnement radiatif I_{cg} émis par un corps gris de température T est donnée par la corrélation :

$$S_{rad} = \frac{4}{3} \psi(\varepsilon) \cdot \frac{I_{cg}}{T} \quad (III. 5)$$

où $\psi(\varepsilon)$ est une fonction de ε (émissivité fictive du corps considéré) telle que $\psi(\varepsilon) \geq 1$ et se calcule comme suit :

$$\psi(\varepsilon) = \frac{45}{4\varepsilon\pi^4} \int_0^\infty x^2 \cdot [(1+f) \cdot \ln(1+f) - f \cdot \ln(f)] dx \quad (III. 6)$$

$$\text{avec } f = \frac{\varepsilon}{e^x - 1}$$

Partant de ces considérations, l'exergie contenue dans le rayonnement solaire se calcule comme suit [14]:

$$\dot{E}x_{sol} = \dot{E}x_{b,T} + \dot{E}x_{dif,T} \quad (III. 7)$$

où

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{E}x_{b,T} = I_{b,T} - T_0 \cdot S_{rad,b} \\ avec \ S_{rad,b} = \frac{4}{3} \psi(\varepsilon_{b,T}) \cdot \frac{I_{b,T}}{T_s} \text{ et } \varepsilon_{b,T} = \frac{I_{b,T}}{I_0 * \cos\theta} \end{array} \right. \quad [21] \quad (III. 8)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{E}x_{dif,T} = I_{dif,T} - T_0 \cdot S_{rad,d} \\ avec \ S_{rad,d} = \frac{4}{3} \psi(\varepsilon_{d,T}) \cdot \frac{I_{d,T}}{T_s} \text{ et } \varepsilon_{d,T} = \frac{I_{d,T}}{I_0} \end{array} \right. \quad [21] \quad (III. 9)$$

I_0 est la densité surfacique de flux solaire hors atmosphérique ($I_0 = 1356 \text{ W/m}^2$), θ l'angle d'incidence du rayonnement sur le capteur solaire, $\varepsilon_{b,T}$ et $\varepsilon_{d,T}$ les émissivités fictives des rayonnements solaire direct ($I_{b,T}$, voir Annexe I pour son calcul) et diffus ($I_{d,T}$, voir Annexe I pour son calcul) reçus sur le plan incliné, T_0 est la température de référence et T_s ($T_s = 5770 \text{ K}$) la température de la surface du soleil.

Le calcul de la valeur de $\psi(\varepsilon)$ à partir de la corrélation III.6 peut s'avérer fastidieux. Pour y remédier, Wright et al.[15] et Landsberg et al. [12] ont obtenu une approximation de sa valeur (avec des erreurs inférieures à 10^{-3}) à l'aide de 2 fonctions mathématiques de ε :

$$\left\{ \begin{array}{l} \psi(\varepsilon) = 1 - (0.2698 - 0.030 \cdot \varepsilon) \cdot \ln(\varepsilon) \text{ pour } \varepsilon \in [0.005 - 1] \\ \psi(\varepsilon) = 0.9652 - 0.2777 \cdot \ln(\varepsilon) + 0.0511 \cdot \varepsilon \text{ pour } \varepsilon < 0.1 \end{array} \right. \quad (III. 10)$$

Le couplage des équations (III.7), (III.8), (III.9), (III.10) permet de calcul de l'exergie solaire incidente sur le capteur. L'exergie transférée à l'air circulant dans celui-ci se calcule à partir de la corrélation :

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{ah,capt} = & \dot{m}_{ah,in,capt} (h_{ah,in,capt} - T_0 s_{ah,in,capt}) \\ & - \dot{m}_{ah,out,capt} (h_{ah,out,capt} - T_0 s_{ah,out,capt}) \end{aligned} \quad (III. 11)$$

Le contenu exergetique des pertes thermiques du capteur s'exprime au moyen de la corrélation :

$$\dot{E}x_{diss,capt} = \sum_{j=1}^N \dot{E}x_{diss,capt}^j = \sum_{j=1}^N \sum_{i=1}^n \dot{E}n_{diss,capt}^{i,j} \left(1 - \frac{T_0}{T_{g1}^{i,j}} \right) \quad (III. 12)$$

où $\dot{E}x_{diss,capt}^j$ est l'exergie dissipée par le tube de verre j. Cette exergie se calcule à partir des pertes thermiques de l'élément de segmentation i du tube j ($\dot{E}n_{diss,capt}^{i,j}$), de la température de référence (T_0), et de la température du tube de verre externe g1 de l'élément i du tube j ($T_{g1}^{i,j}$).

Le bilan exergetique appliqué au système constitué par le capteur solaire permet d'écrire :

$$\frac{d}{dt}(Ex_{capt}) = \dot{Ex}_{ah,capt} + \dot{Ex}_{diss,capt} + \dot{Ex}_{detr,capt} \quad (\text{III. 13})$$

Ex_{capt} est le contenu exergetique lié à la variation d'énergie interne du capteur solaire :

$$\begin{aligned} Ex_{capt} &= \Delta U_{capt} - T_0 S_{capt} \\ &= \Delta U_{g1} \left(1 - \frac{T_0}{T_{g1}}\right) + \Delta U_{g2} \left(1 - \frac{T_0}{T_{g2}}\right) + \Delta U_{ad} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ad}}\right) \end{aligned} \quad (\text{III. 14})$$

où ΔU_{g1} , ΔU_{g2} , ΔU_{ad} sont respectivement les variations d'énergie interne du tube de verre externe $g1$, du tube de verre interne $g2$ et du tube d'admission d'air. Avec le calcul de la variation d'exergie du capteur, la corrélation III.13 permet la déduction de la variation d'exergie ($\dot{Ex}_{detr,capt}$) détruite au sein du capteur solaire.

L'exergie transférée à l'air circulant dans le capteur solaire et l'exergie solaire incidente sur le capteur permettent le calcul du rendement exergetique de celui-ci à partir de la corrélation suivante :

$$\eta_{ex,capt} = \left| \frac{\int_0^{tc} \dot{Ex}_{ah,capt}}{\int_0^{tc} \dot{Ex}_{sol,capt}} \right| \quad (\text{III. 15})$$

III.2.3 Résultats expérimentaux et Analyse des performances

III.2.3.1 Résultats des tests

Le Tableau III.2 présente les propriétés géométriques et optiques des principaux composants du capteur solaire utilisés pour le déroulement des tests.

Les résultats expérimentaux issus des tests qui ont été menés au Laboratoire LOCIE par Recco et al. [1] sont présentés dans le Tableau III.3. Comme on peut le constater, les tests ont été conduits sur plusieurs jours en été (du 03/06/13 au 26/06/13) et sous différents débits de circulation d'air. Globalement, sur l'ensemble des résultats, on observe logiquement une augmentation de la température maximum de sortie de l'air avec la baisse du débit volumique de circulation. En se définissant comme critère d'évaluation des conditions météorologiques d'une journée, la valeur seuil de 700 W/m^2 pour le rayonnement global journalier moyen sur un écart-type inférieur à 200 et une valeur de rayonnement diffus inférieure à 150 W/m^2 (à savoir 10% du rayonnement global), la journée du 13/06 constitue la journée la plus favorable, suivie de celle du 18/06 et celle du 24/06, la plus défavorable étant la journée du 14/06. Sur l'ensemble des tests menés, la température maximum moyenne de sortie de l'air est de $170 \text{ }^\circ\text{C}$ sur la plage de débit $[2.5-4.5] \text{ Nm}^3/\text{h}$, et les pertes de charge correspondantes sont contenues dans l'intervalle $[0.1-0.3] \text{ bars}$.

Tableau III. 2 : Caractéristiques techniques des principaux composants d'un tube du capteur solaire

Composant	Caractéristiques	Valeur	Unité
Matériau des tubes de verre : borosilicate	réflectivité	0.04	-
	température limite	430	°C
	densité	2.23	g/cm ³
Tube de verre externe	diamètre externe	58	mm
	épaisseur	2	mm
	transmittivité	0.92	-
	émissivité	0.9	-
Tube de verre interne	diamètre externe	42	mm
	épaisseur	2	mm
	émissivité (surface interne)	0.08	-
	coefficient d'absorption	0.9	-
	émissivité (surface externe)	0.35	-
Tube d'admission d'air	conductivité	401	W/(mK)
	émissivité	0.03	-
	diamètre externe	12	mm
	épaisseur	1	mm
	longueur	1550	mm
Longueur des tubes sous vide		1800	mm

III.2.3.2 Validation du modèle mathématique

La validation expérimentale du modèle numérique du fonctionnement du capteur solaire est réalisée à partir de mesures expérimentales de variables telles la température de sortie de l'air du capteur et la perte de charge générée par le circuit. Les résultats des essais 4, 7, 8, et 9 sont retenus pour la confrontation résultats numériques-résultats expérimentaux, car ceux-ci sont représentatifs de l'ensemble des tests menés. En effet, sur le critère météorologique précédemment défini, les essais 4 et 9 présentent des conditions météorologiques favorables, l'essai 7 des conditions météorologiques défavorables et l'essai 8 constitue un mixte des 2 cas précédents (Cf. Figures III.4, III.5, III.6 et III.7). Les journées correspondantes aux essais 4 et 9 ont des valeurs de rayonnement global moyen respectif de 794 W/m² et 701 W/m² (avec des écart-type sur chacun de ces rayonnements presque identiques), et de rayonnement diffus respectifs de 118 W/m² et 119 W/m². Seule différence notable comme le montre les Figures III.4 et III.7, la journée de l'essai 9 présente un après-midi plus nuageux. Faire varier le débit permet d'obtenir une information supplémentaire sur l'effet de celui-ci en comparaison sur ces 2 journées. On choisit donc un débit volumique de 4.5 Nm³/h pour l'essai 4 et 2.5 Nm³/h pour l'essai 9. Les débits de circulation retenus pour les essais 7 et 8 sont respectivement de 4 Nm³/h et de 3 Nm³/h. En définitive, avec ces 4 essais, nous avons 4 débits de circulation associés à des conditions météorologiques favorables et défavorables.

Tableau III. 3 : Tableau récapitulatif des paramètres expérimentaux et des principaux résultats obtenus

Désignation	Unité		Essai 1	Essai 2	Essai 3	Essai 4	Essai 5	Essai 6	Essai 7	Essai 8	Essai 9	Essai 10	Essai 11	Essai 12	Essai 13
Date	-		03/06	04/06	05/06	06/06	07/06	13/06	14/06	17/06	18/06	20/06	24/06	24/06	25/06
Heure de début	-		8h55	9h42	8h58	8h54	8h34	8h51	9h10	8h44	8h25	8h30	11h55	13h13	8h35
Heure de fin	-		12h25	17h11	17h30	16h33	16h17	17h22	16h13	16h49	17h05	14h02	12h30	16h36	17h05
Débit volumique d'air	(Nm ³ /h)		3	3	5.1	4.4	1.5	3.9	4	3	2.5	3.7	5.2	4.9	5.2
Temp.-entrée capteur	(°C)	min	18	14	22	23	26	27	18	29	30	24	15	19	21
		max	30	31	34	36	46	39	32	41	47	31	18	25	31
Temp.-sortie capteur	(°C)	min	58	28	56	64	43	54	28	49	47	39	44	72	46
		max	175	170	165	172	161	171	152	169	172	106	57	138	159
Perte de charge	(Pa)	min	10255	8379	21802	10875	2839	13512	12157	7756	5442	11012	21577	20841	22037
		max	14674	12333	29141	35673	4325	23170	19499	15534	10403	14769	22138	23890	29707
Ray. Global	(W/m ²)	moy	626	739	784	794	772	799	537	661	701	263	256	505	761
		σ	272	288	153	157	163	135	230	228	157	145	101	324	235
Ray. Diffus	(W/m ²)	moy	202	166	120	118	91	66	329	147	119	186	221	241	139
		σ	59	51	33	36	7	2	75	75	26	62	80	82	43

Temp. : Température - min. : minimum - max. : maximum - moy. : moyenne - Ray. : Rayonnement - σ : Ecart-type

Les Figures *III.8, III.9, III.10, III.11, III.12, III.13, III.14, et III.15* montrent une bonne correspondance des résultats issus de la simulation numérique sur les relevés expérimentaux. Ceux portant sur les températures de sortie de l'air montrent que les résultats numériques sont, en début de test, en légère sous-estimation par rapport aux résultats expérimentaux. Le phénomène est observé sur tous les essais menés, exception faite de l'essai 7. L'explication tient principalement dans la difficulté du modèle optique à correctement estimer la contribution de l'Incident Angle Modifier (coefficient permettant de tenir compte de l'effet de l'angle d'incident du rayonnement solaire sur les performances optiques du capteur solaire) dans la détermination du rayonnement solaire incident sur le capteur, étant donnée la configuration du site de déroulement des tests (Cf. Figure *III.2*). Son effet, qui est significatif en matinée, s'estomperait au fur et à mesure de la montée du soleil dans le ciel pour le redevenir en fin de journée (Cf. Figures *III.16, III.17, III.18, et III.19*). Une autre explication à ce phénomène peut tenir dans la présence d'arbres à feuillage dans le voisinage direct du banc expérimental, qui en matinée peut avoir pour effet de dévier une portion de la composante directe du rayonnement solaire incident sur le pyranomètre. Les valeurs mesurées par ce dernier peuvent alors dans ce cas être inférieures aux valeurs réelles du rayonnement solaire incident sur les tubes du capteur. Comme on peut le voir sur la Figure *III.10* (cas de l'essai 7), contrairement aux journées ensoleillées, l'effet dû à la présence des arbres est atténué lors des journées nuageuses car le rayonnement direct est minoritaire. Sur l'ensemble des essais menés, l'écart moyen observé entre les résultats de simulation et les relevés expérimentaux est minimal en milieu et fin de journée ($\Delta T_{\text{moy}} = 3^{\circ}\text{C}$) et maximal en début de matinée ($\Delta T_{\text{max}} = 15^{\circ}\text{C}$).

Les Figures *III.9, III.11, III.13 et III.15* montrent les résultats de perte de charge totale sur le capteur solaire. La comparaison entre les relevés expérimentaux et les résultats numériques montre comme attendu que les résultats numériques sont inférieurs ou supérieurs aux résultats expérimentaux dans la plupart des zones où les valeurs numériques de la température de l'air à la sortie de chaque tube le sont également par rapport aux relevés expérimentaux. La perte de charge générée par le circuit aéraulique du capteur est considérable pour un tel système : 0.2 bar pour les débits volumiques supérieurs ou égaux à 3 Nm^3/h , et 0.15 bar pour les débits volumiques supérieurs ou égaux à 1 Nm^3/h . Une ventilation de cette perte de charge pour le cas de l'essai 7 montre que celle-ci est majoritairement constituée par les pertes de charge singulières (Cf. Figure *III.20*), conséquence directe des nombreux coudes et raccords qui composent le circuit d'écoulement entre les différents tubes du capteur solaire. Comme on peut le constater, contrairement aux résultats sur la température de l'air, la précision moyenne des résultats du modèle numérique sur les relevés expérimentaux est moins bonne avec un écart maximal moyen de 850 Pa sur l'ensemble des essais réalisés.

Sur la perte de charge, l'analyse paramétrique conduite au paragraphe suivant montrera qu'une augmentation du diamètre du tube d'admission peut dans certains cas contribuer à réduire considérablement cette perte charge, sans pénaliser pour autant les performances thermiques du capteur.

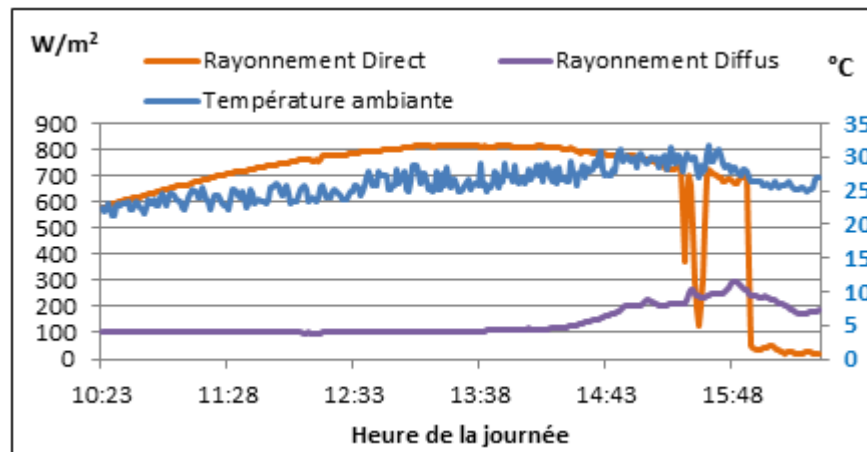


Figure III.4 : Conditions météorologiques lors de l'essai 4 sur le site de Chambéry, France

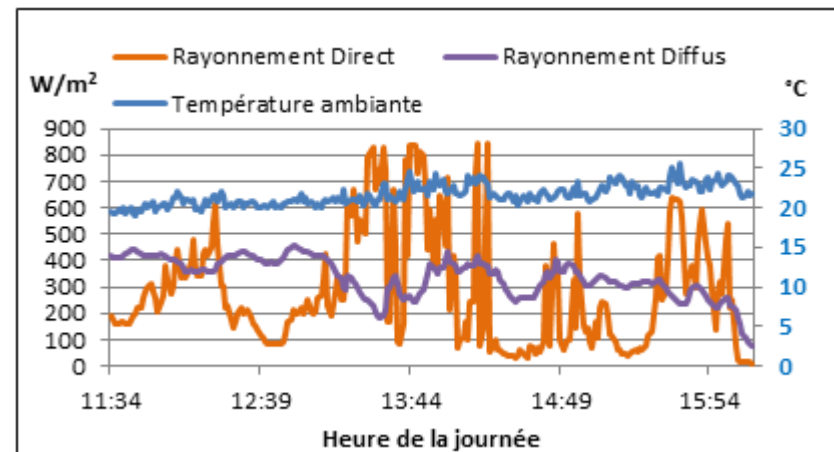


Figure III.5 : Conditions météorologiques lors de l'essai 7 sur le site de Chambéry, France

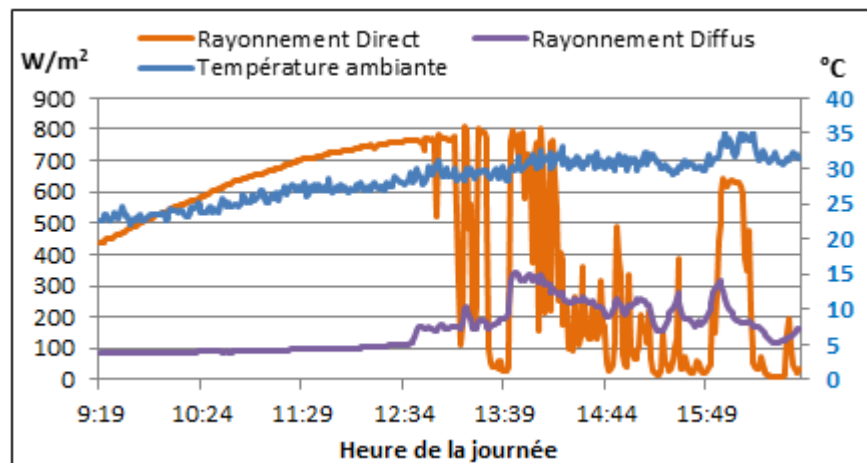


Figure III.7 : Conditions météorologiques lors de l'essai 8 sur le site de Chambéry, France

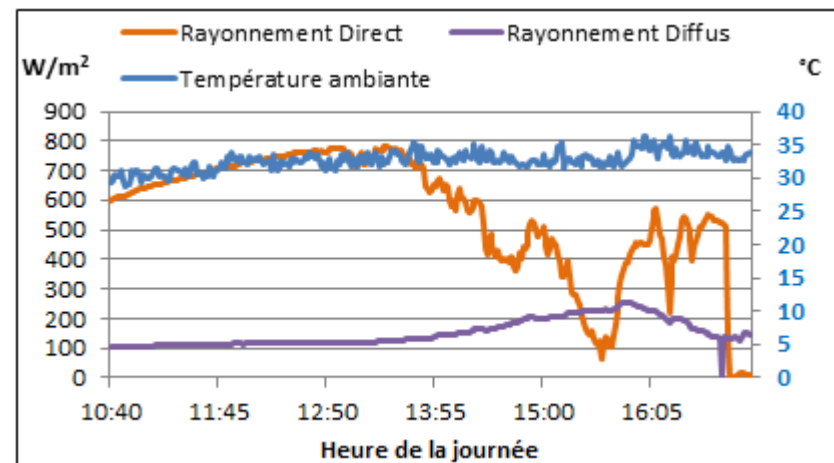


Figure III.6 : Conditions météorologiques lors de l'essai 9 sur le site de Chambéry, France

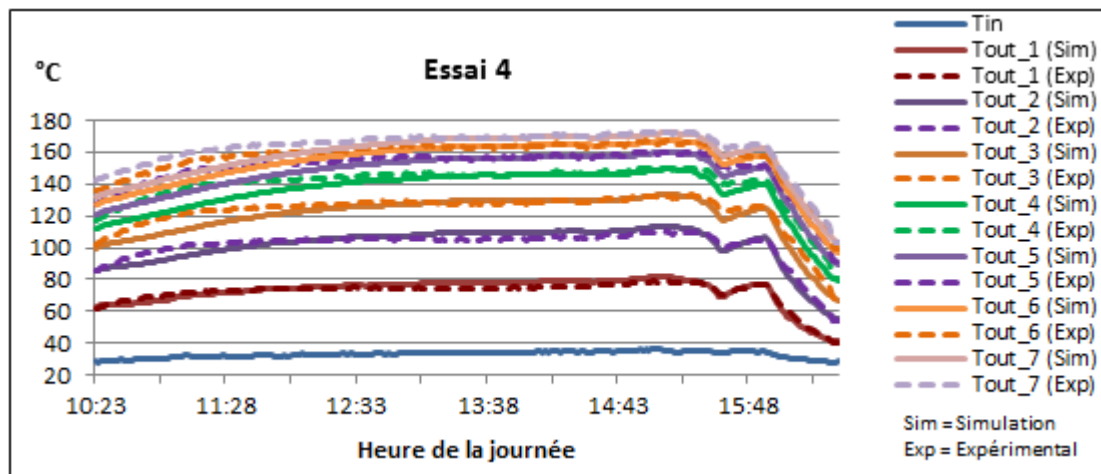


Figure III. 9 : Température de l'air à la sortie de chaque tube du capteur solaire : Débit = $4.4 \text{ Nm}^3/\text{h}$

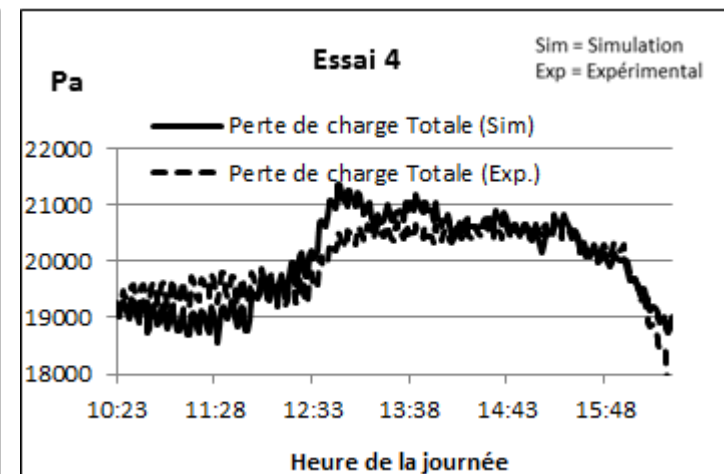


Figure III. 8 : Perte de charge au sein du capteur : Débit = $4.4 \text{ Nm}^3/\text{h}$

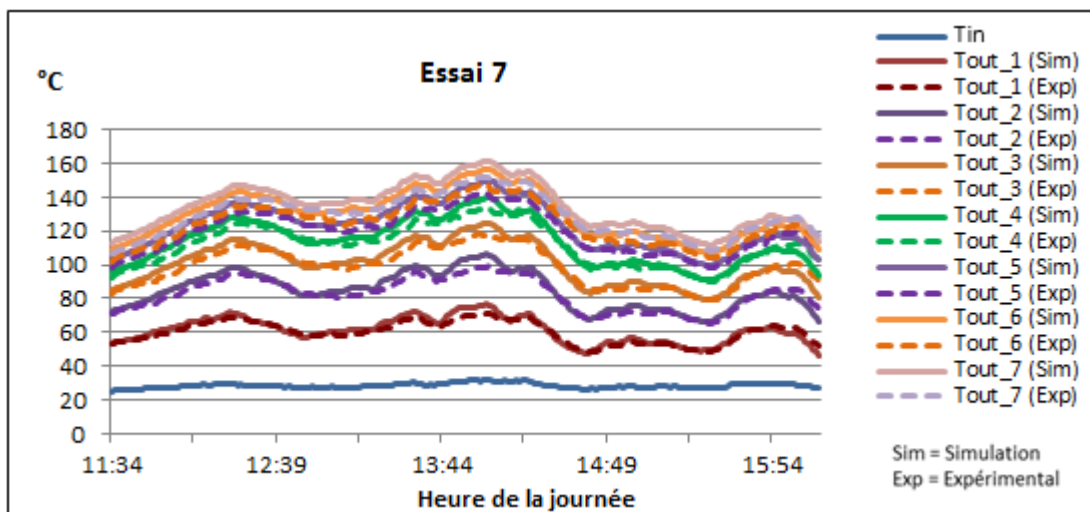


Figure III. 10 : Température de l'air à la sortie de chaque tube du capteur solaire : Débit = $4 \text{ Nm}^3/\text{h}$

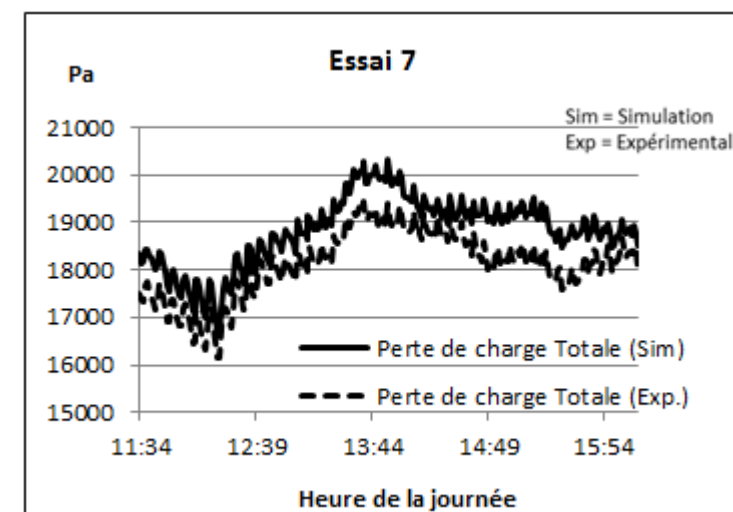


Figure III. 11 : Perte de charge au sein du capteur : Débit = $4 \text{ Nm}^3/\text{h}$

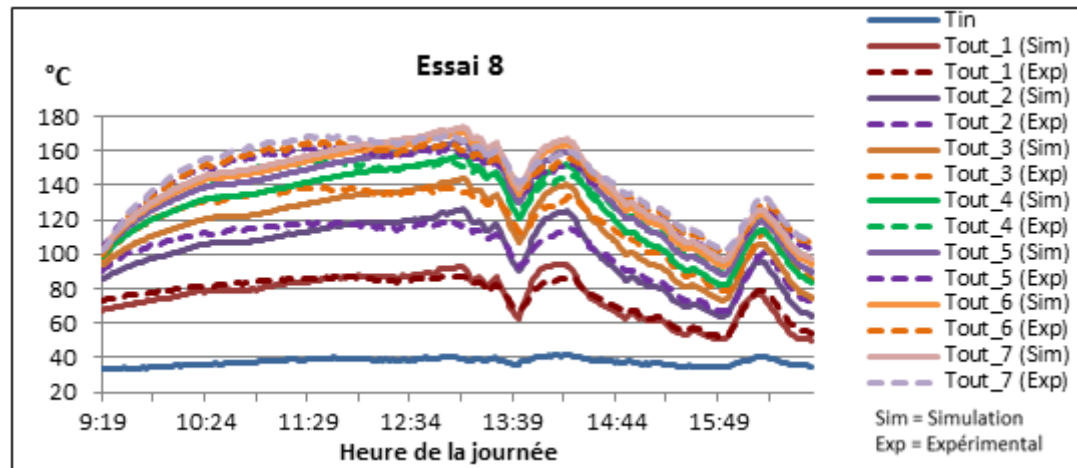


Figure III. 12 : Température de l'air à la sortie de chaque tube du capteur solaire : Débit = $3 \text{ Nm}^3/\text{h}$

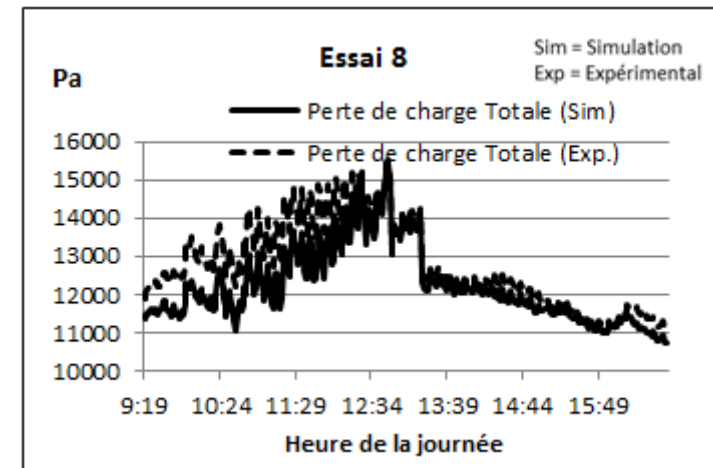


Figure III. 13 : Perte de charge au sein du capteur : Débit = $3 \text{ Nm}^3/\text{h}$

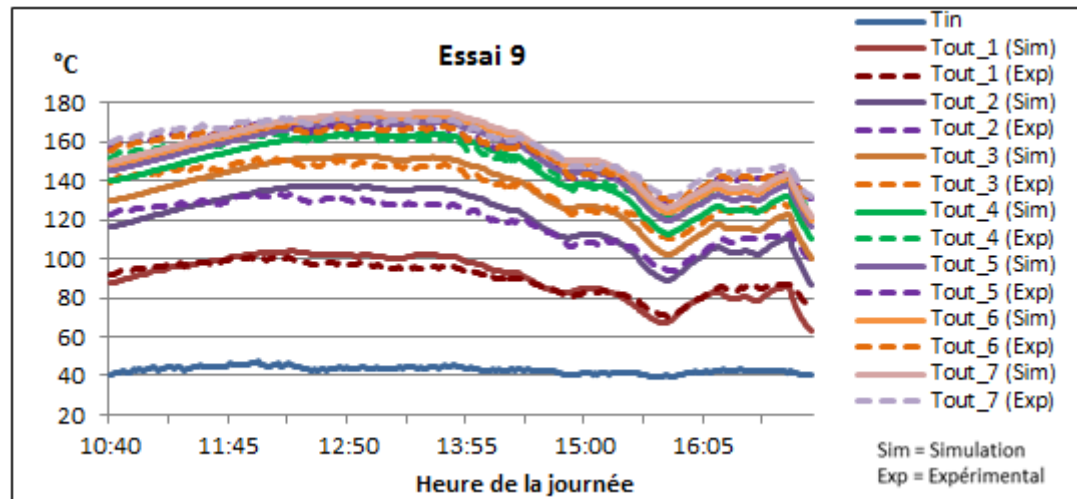


Figure III. 14 : Température de l'air à la sortie de chaque tube du capteur solaire : Débit = $2.5 \text{ Nm}^3/\text{h}$

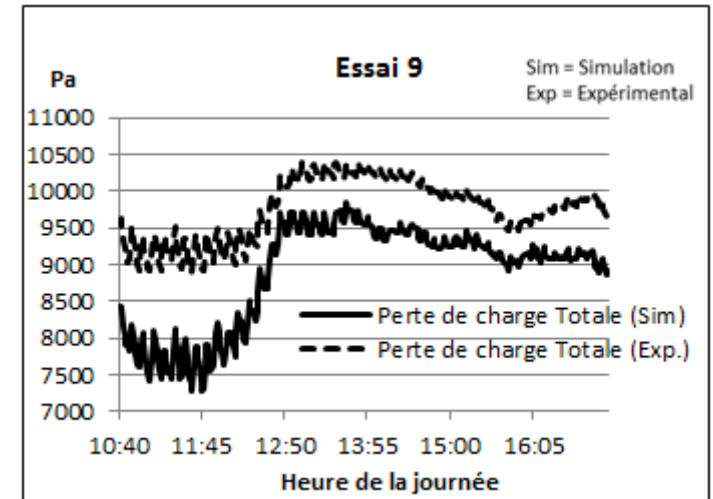


Figure III. 15 : Perte de charge au sein du capteur : Débit = $2.5 \text{ Nm}^3/\text{h}$

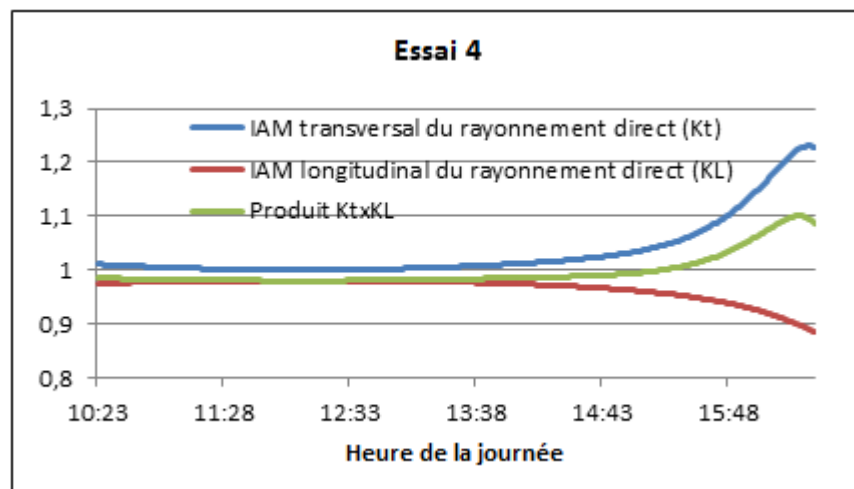


Figure III. 16 : Incident angle modifier de la composante directe du rayonnement solaire incident pour la journée du 06/06/12

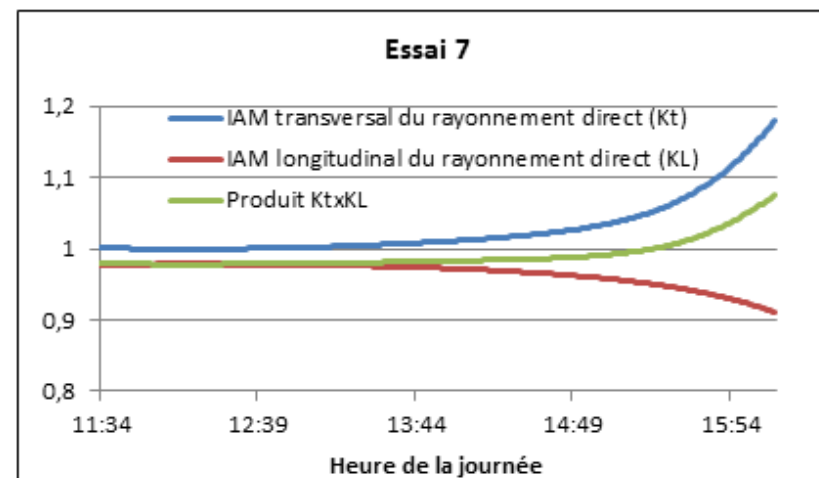


Figure III. 17 : Incident angle modifier de la composante directe du rayonnement solaire incident pour la journée du 14/06/12

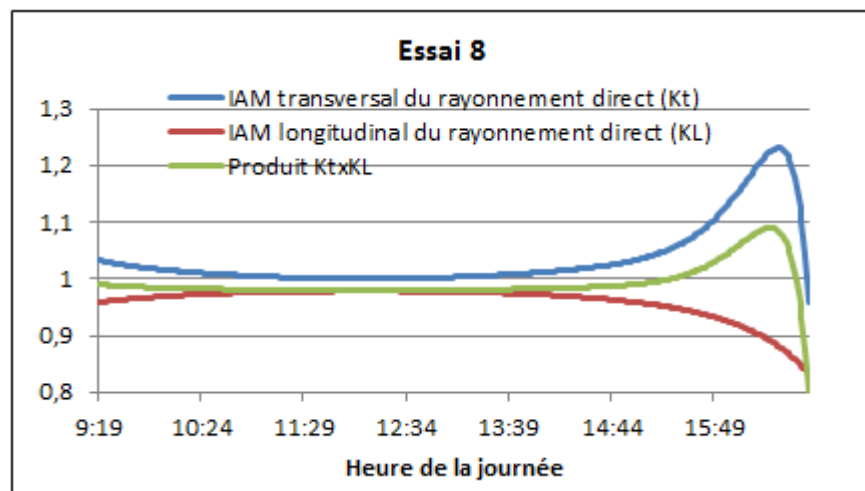


Figure III. 18 : Incident angle modifier de la composante directe du rayonnement solaire incident pour la journée du 17/06/12

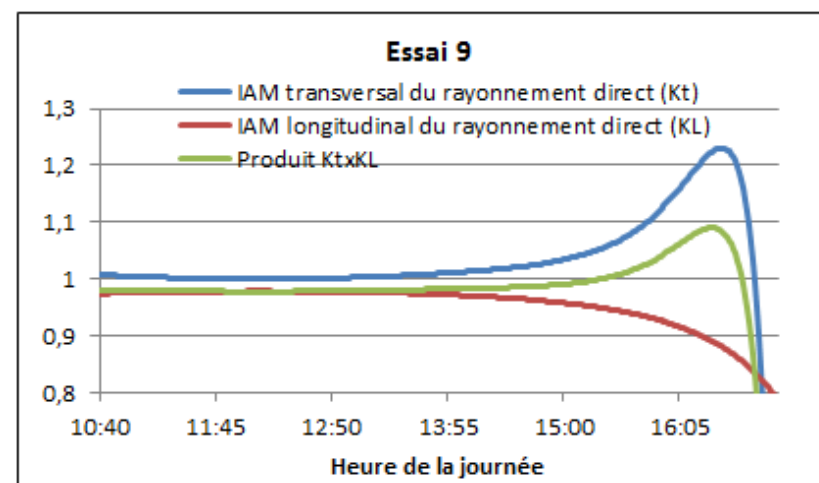


Figure III. 19 : Incident angle modifier de la composante directe du rayonnement solaire incident pour la journée du 18/06/12

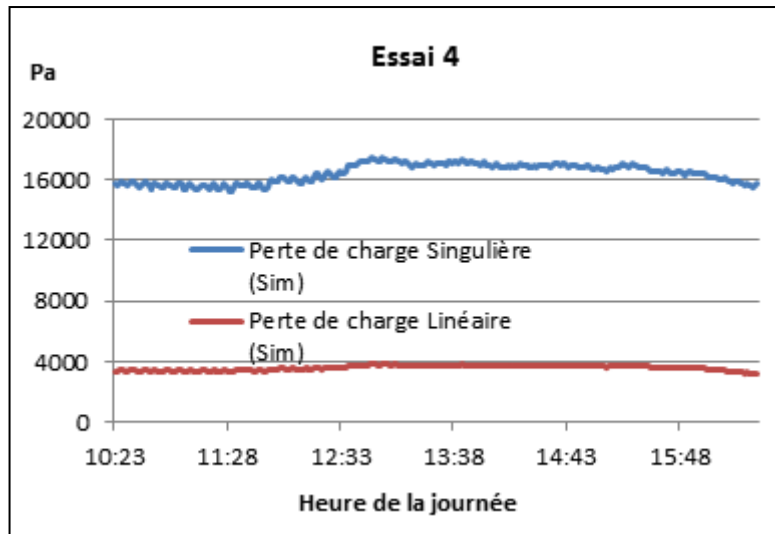


Figure III. 20 : Ventilation de la perte de charge aux bornes du capteur solaire : cas de l'essai 4 (Sim = simulation)

III.2.3.3 Exploitation des résultats de simulation : Analyse énergétique et exergetique

Le but de ce paragraphe est, à partir des résultats de simulation du modèle validé, d'effectuer une analyse des performances thermiques du capteur. Il s'agit de présenter les analyses énergétiques et exergetiques du capteur conduites au paragraphe III.2.2.3 de la section précédente, appliquées au cas d'une journée d'ensoleillement bien définie. Les conditions de l'essai 4 ont été choisies en raison des conditions météorologiques favorables de cette journée qui reflètent globalement les conditions dans lesquelles le capteur solaire sera amené à fonctionner lors de la charge du stockage de zéolithe.

Les courbes de la Figure III.21 montrent que malgré la présence de vide au sein de chacun de ses tubes, les pertes thermiques du capteur solaire restent considérables devant la puissance thermique cédée à l'air. Une ventilation de ces pertes montre que celles-ci sont majoritairement constituées par les pertes radiatives en début et fin de journée, et équitablement réparties entre pertes radiatives et convectives en milieu de journée où la température moyenne des tubes de verre externe est la plus élevée (Cf. Figure III.22). Cette dégradation d'énergie conduit au rendement énergétique moyen de 22 % au sein du capteur solaire (Cf. Figure III.24).

Malgré des pertes thermiques élevées, la puissance exergetique associée à celles-ci (P_{ex_diss}) reste toutefois inférieure à la puissance exergetique cédée à l'air (P_{ex_air}) et très faible devant la puissance exergetique détruite (P_{ex_detr}) au sein du capteur solaire comme le montre la Figure III.23. Cette dernière constitue près de 85 % de la puissance exergetique solaire incidente, ce qui conduit à un rendement exergetique médiocre ($< 10\%$) comme le montre la Figure III.24.

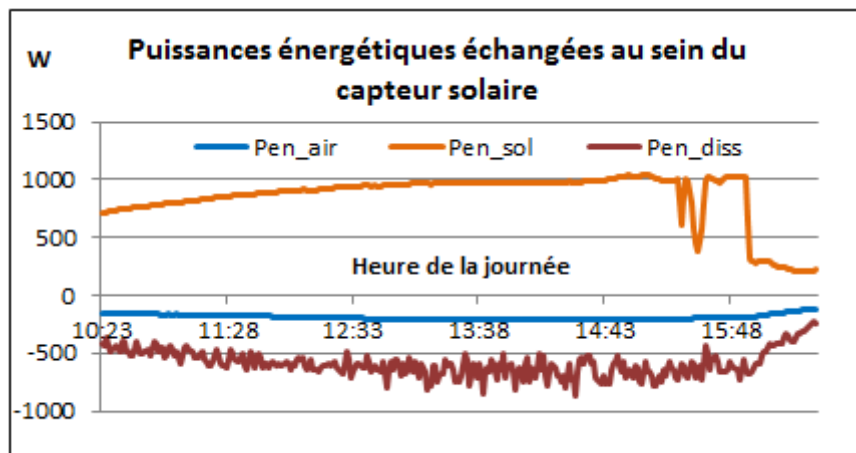


Figure III. 21: Puissances énergétiques échangées au sein du capteur solaire, où Pen_{air} est la puissance énergétique échangée par l'air, Pen_{sol} la puissance solaire incidente, et Pen_{diss} la puissance thermique dissipée par le capteur

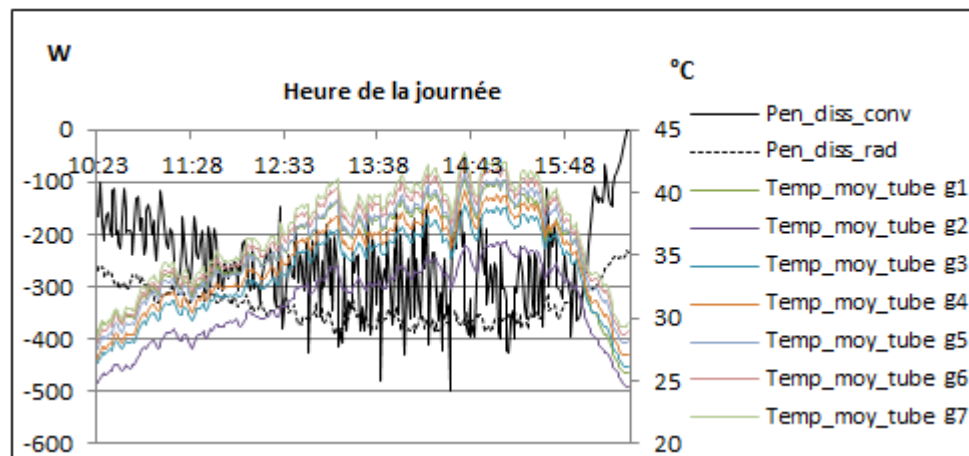


Figure III. 22 : Pertes thermiques convectives (Pen_{diss_conv}) et radiatives (Pen_{diss_rad}), et température moyenne du tube de verre externe ($Temp_{moy}$) de chacun des tubes du capteur solaire

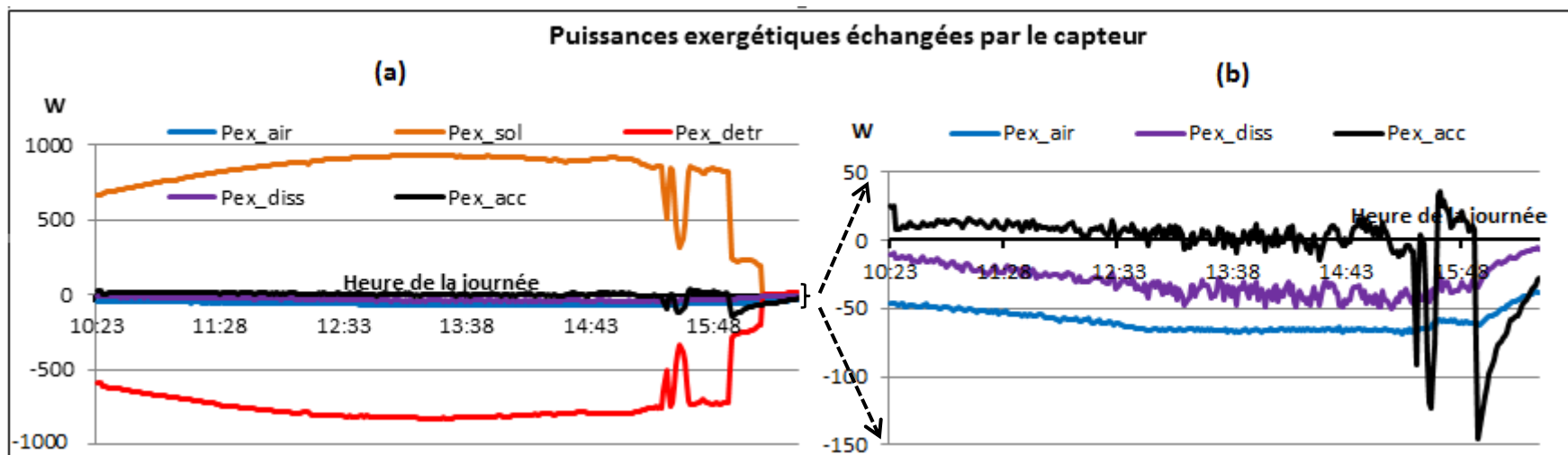


Figure III. 23 : Puissances exergétiques échangées au sein du capteur solaire, où Pex_{air} est la puissance exergétique échangée par l'air, Pex_{sol} la puissance exergétique solaire incidente, Pex_{detr} la puissance exergétique détruite, Pex_{diss} la puissance exergétique dissipée, et Pex_{acc} la puissance exergétique accumulée

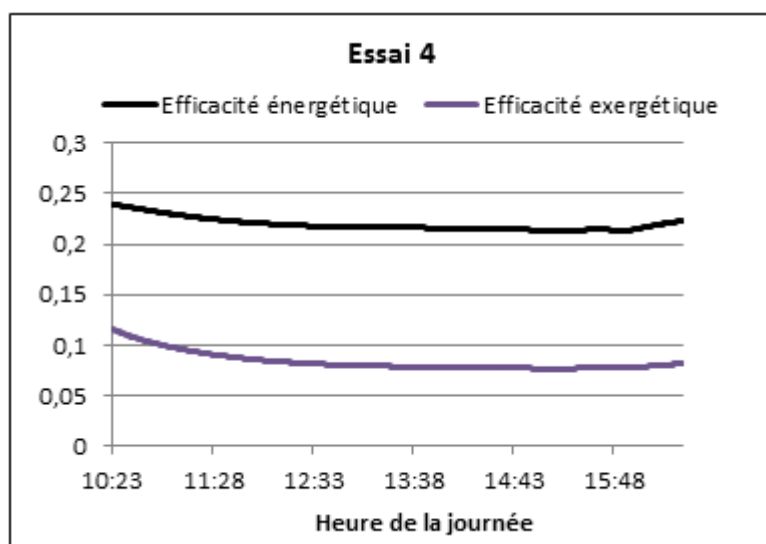


Figure III. 24 : Efficacité énergétique et exergétique du capteur solaire

III.3. Le réacteur de sorption

III.3.1 Description de l'installation

III.3.1.1 Objectif

Le réacteur de sorption, qui est un lit de billes de zéolithe de type 13 X, est le siège du processus de stockage du système. Il a été précédemment décrit et étudié dans le chapitre précédent afin de mieux appréhender les mécanismes thermiques et chimiques s'y opérant. Cette première étape a permis non seulement de définir les propriétés physico-chimiques du matériau de stockage (isothermes de sorption, chaleur différentielle de sorption, cinétique de sorption, etc...) et du lit (perméabilité, porosité, etc.), mais aussi de comprendre le fonctionnement du réacteur.

L'objectif de cette section est dans un premier temps de procéder à la validation du modèle mathématique du fonctionnement du lit en régime dynamique. Puis dans un deuxième temps, à partir du modèle validé, d'effectuer des études paramétriques sur les performances du lit afin d'en déterminer les paramètres les plus influents en vue de son dimensionnement.

III.3.1.2 Principe

L'expérimentation vise à caractériser les réactions de charge et de décharge du lit. Pour ce faire, un banc expérimental a été conçu et développé par le CETIAT (partenaire industriel du projet [2]). Le principe de fonctionnement du banc repose sur le principe suivant :

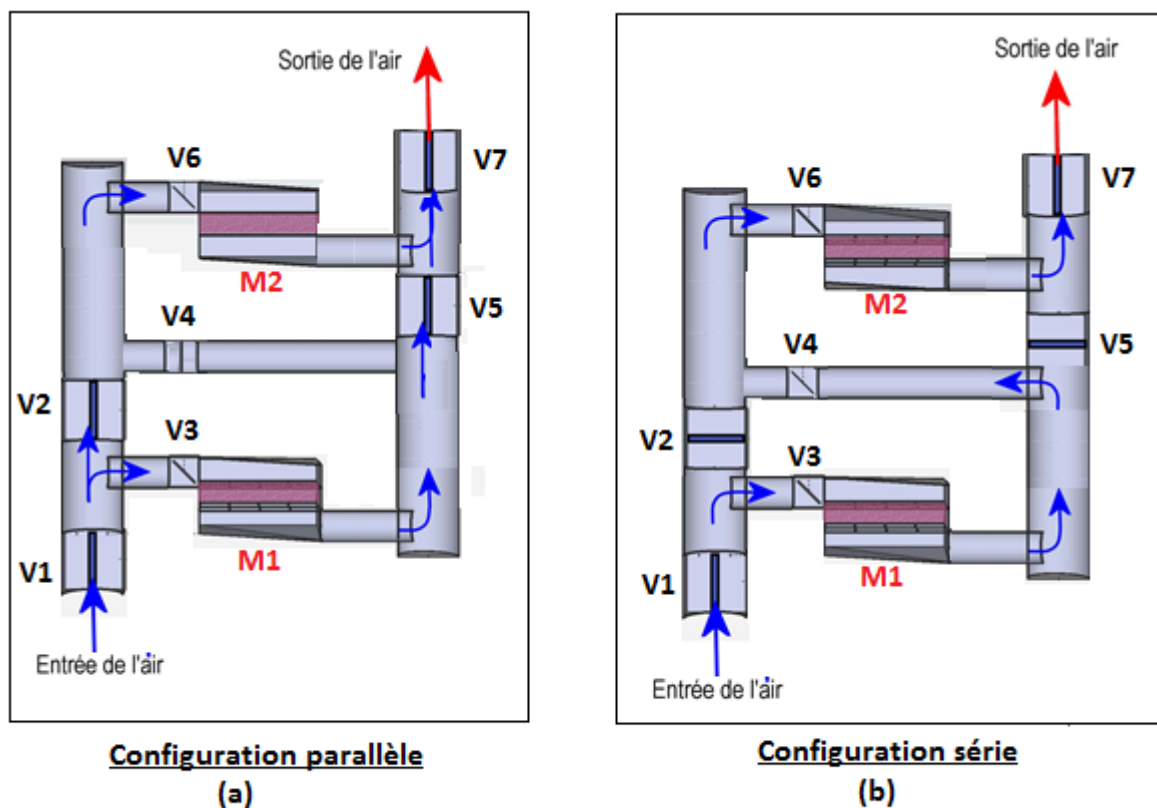
- Pendant la phase de charge, on applique un flux d'air chaud (120°C-180°C, humidité relative ambiante) à travers le réacteur afin de permettre à la zéolithe de se décharger de l'eau qu'elle contient. L'air à la température souhaitée (120°C-180°C) est fournie par un générateur d'air chaud (et non un capteur solaire) afin de pouvoir effectuer les essais en ambiance contrôlée.

- Pendant la phase de décharge : un flux d'air froid et humide (20°C , $\text{HR}=50\%-70\%$, $120 \text{ m}^3/\text{h}$ - $180 \text{ m}^3/\text{h}$) parcourt le réacteur et charge la zéolithe en eau. Celle-ci délivre alors de la puissance thermique à l'air.

III.3.1.3 Description du banc expérimental

A partir des résultats de la littérature [22-25], les modules de zéolithe ont été conçus pour répondre à un niveau significatif de puissance en rapport avec les besoins thermiques en d'une habitation BBC type « Mozart ». En admettant une densité de stockage de 149 Wh/kg [26] pour la zéolithe utilisée, le prototype est conçu pour fournir lors de sa décharge une puissance thermique maximale de 2 kW (à un débit de $180 \text{ m}^3/\text{h}$).

Le banc expérimental se compose de 2 modules cylindriques de 140 litres chacun, remplis de billes de zéolithe de 2 mm de diamètre, disposées sur toute la section du lit (0.48 m^2) et sur une hauteur réglable comprise entre 10 et 20 cm afin de pouvoir faire varier la capacité de stockage du lit. Afin de tester les modules sous différentes conditions de fonctionnement (débit et humidité variables), le banc expérimental est réalisé de façon modulaire comme le montre les Figures III.25.a et III.25.b.



V : Vanne ; M : Module de zéolithe

Figure III. 25 : Schéma du banc expérimental [2]

La configuration en série (vannes V1, V3, V4, V6, V7, ouvertes et vannes V2, V5, fermées) permet d'observer l'influence du module amont sur le comportement et les performances du module aval, tandis que la configuration en parallèle (vannes V1, V2, V3,

V5, V6, V7 ouvertes et vannes V4 fermée) permet d'observer l'effet d'une répartition du débit sur les performances de chacun des 2 modules. Les vannes V1 et V7 permettent à la fois d'assurer l'admission et la sortie de l'air, mais aussi de maintenir l'étanchéité du dispositif pendant les périodes de transitions entre la charge et la décharge.

Le dispositif ainsi conçu est mis en œuvre (Cf. Figure III.26) et utilisé pour tester les modules à la fois en charge et en décharge et suivant chacune des configurations ci-dessus citées. Les tests sont conduits par le CETIAT au sein de sa cellule de tests.

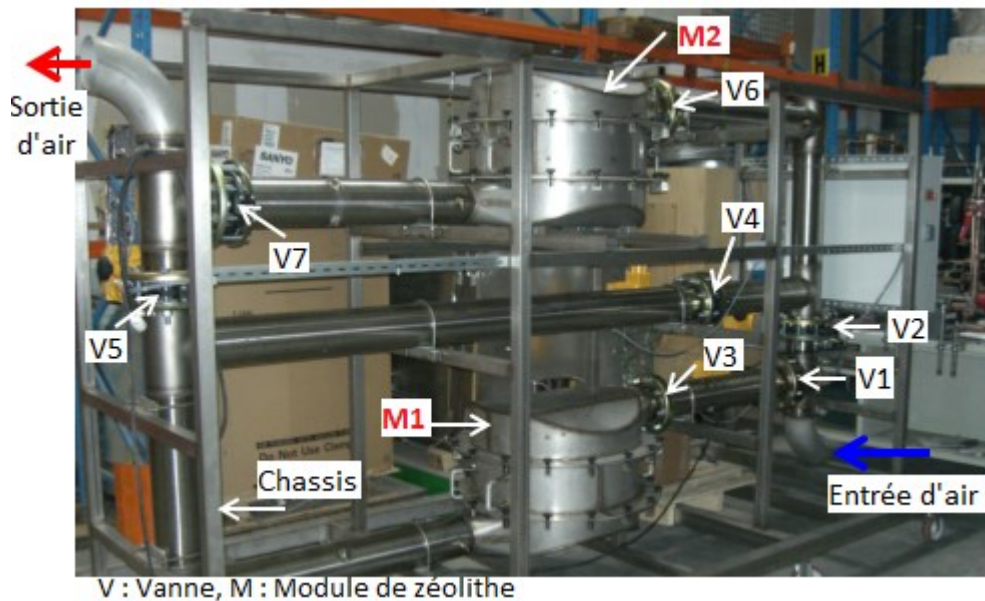


Figure III. 26 : Banc expérimental [2]

Les modules de zéolithe

Ce sont les composants centraux du système car ils sont le siège du processus de stockage. La Figure III.27 montre la structure d'ensemble d'un module. On y voit que celui-ci est notamment constitué de 3 zones :

- une zone supérieure d'admission d'air où l'utilisation d'un diffuseur d'air « en pointe de diamant » permet une répartition uniforme de l'écoulement d'air sur toute la section du lit. La hauteur de cette zone est fixée à 10 cm ;
- une zone centrale constituée par la cassette devant contenir les billes de zéolithe (Cf. Figures III.28 et III.29) : chaque cassette est pourvue dans sa partie inférieure d'un caillebotis supportant une grille perforée à trous oblongs (de diamètre < 2 mm). L'ensemble permet d'assurer à la fois le support des billes de zéolithes et la continuité de l'écoulement dans le lit (non-obturation des trous par les billes de zéolithe). La hauteur des cassettes est fixée à 20 cm ce qui correspond à une quantité de 40 kg de zéolithe. Les cassettes sont désolidarisables de l'ensemble du module par simple dévissage des boulons de fixation et démontage de la partie supérieure des modules ;
- une zone inférieure de conception identique à la zone supérieure et destinée à assurer la reprise d'air dans le lit

L'isolation de chaque module est assurée par 5 cm de laine de verre (de conductivité thermique égale à 0.8 W/(m.K)). L'étanchéité au niveau des surfaces de contact entre les différentes zones de chaque module est assurée par des joints de silicone (Cf. Figures III.28 et III.29) résistant à de hautes températures.

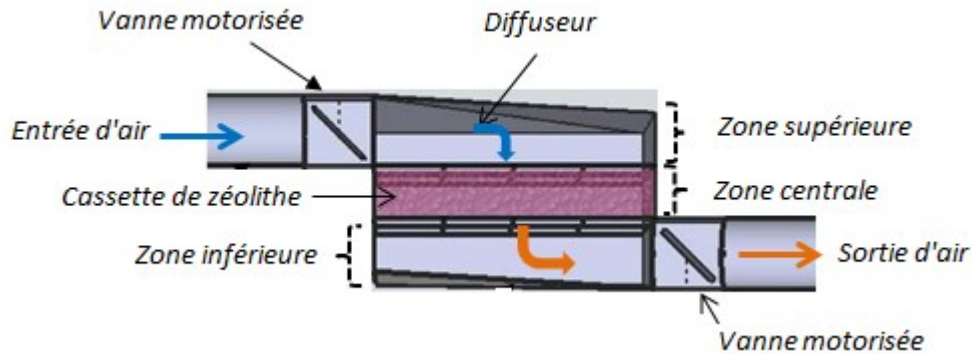


Figure III. 27 : Représentation d'un module de zéolithe [2]

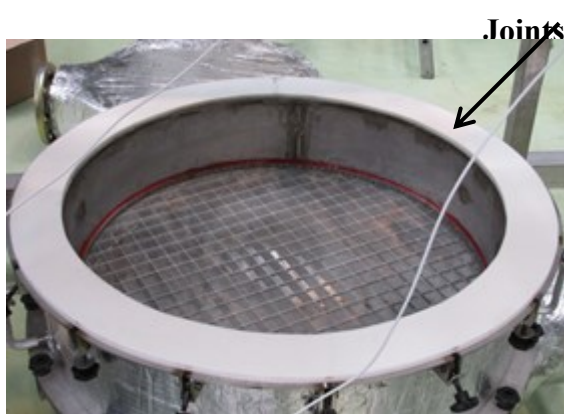


Figure III. 28 : cassette vide avec caillebotis et grille perforée pour le support des billes de zéolithe [2]



Figure III. 29: cassette chargée avec billes de zéolithe [2]

Les conduites d'écoulement

L'écoulement de l'air dans le circuit du banc expérimental est assuré par des conduites cylindriques en matériau inox de 150 mm de diamètre nominal. La jonction entre les conduites horizontales et verticales, et entre les conduites horizontales et les modules est réalisée par soudure métallique.

III.3.1.4 Acquisition des données – Variable mesurées

Le Tableau III.4 présente la liste des appareils de mesure utilisés pour les tests expérimentaux. Les mesures de température et de pression dans les conduites d'air sont assurées respectivement par des thermocouples de type K (précision : 0.1 K) et par des capteurs de pression différentiel de type DT-ULP (précision : 0.25% de la mesure, gamme : $\pm 500 \text{ Pa}$).

Tableau III. 4 : Caractéristiques des appareils de mesures utilisés [2]

Nature	Caractéristiques techniques
Thermocouple de type K type : TPI A	<ul style="list-style-type: none"> - gamme : 0 – 200 °C - incertitude : $\pm 1^{\circ}\text{C}$
débitmètre à ultrasons	<ul style="list-style-type: none"> - gamme : 10-750 m³/h - incertitude : 0.3 %
capteur de pression différentiel type : DT-ULP	<ul style="list-style-type: none"> - gamme : ± 500 Pa - incertitude : 0.25 %
hygromètre à condensation	<ul style="list-style-type: none"> - incertitude : 0.3%-0.8% - gamme de T : - 65 °C à + 25 °C

Pendant les phases de décharge, la mesure de l'humidité de l'air à la sortie de chaque module de même qu'à l'entrée du circuit, est assurée par un hygromètre à condensation ayant une précision 0.3%-0.8 % de la mesure sur la gamme de température de rosée -40 °C-+20 °C. Cet hygromètre n'étant pas adapté pour des écoulements de hautes températures (>90°C), les mesures d'humidité ne sont pas effectuées en phase de charge. Seule une mesure de l'humidité de l'air en amont de la source chaude durant ces phases est faite afin de déterminer l'humidité de l'air admis dans le circuit du banc expérimental. Le fonctionnement de chacun des hygromètres est fondé sur la mesure de la température du point de rosée du mélange gazeux (air humide) en contact avec un miroir situé à l'intérieur du dispositif. La connaissance de la température du miroir (température du point de rosée du gaz) permet de d'aboutir à l'humidité relative du gaz à partir d'un diagramme psychrométrique.

La mesure du débit d'air est effectuée en 2 points du circuit : à l'entrée et à la sortie du banc expérimental. Cette mesure est réalisée à l'aide d'un débitmètre à ultrasons disposant d'une plage de mesure de 10-750 m³/h et d'une précision de 0.3% sur la mesure. Son principe de fonctionnement repose sur la mesure de la vitesse moyenne du fluide en écoulement. La connaissance de la section de la canalisation permet d'en déduire le débit.

La Figure III.30 montre un schéma technique du banc expérimental instrumenté.

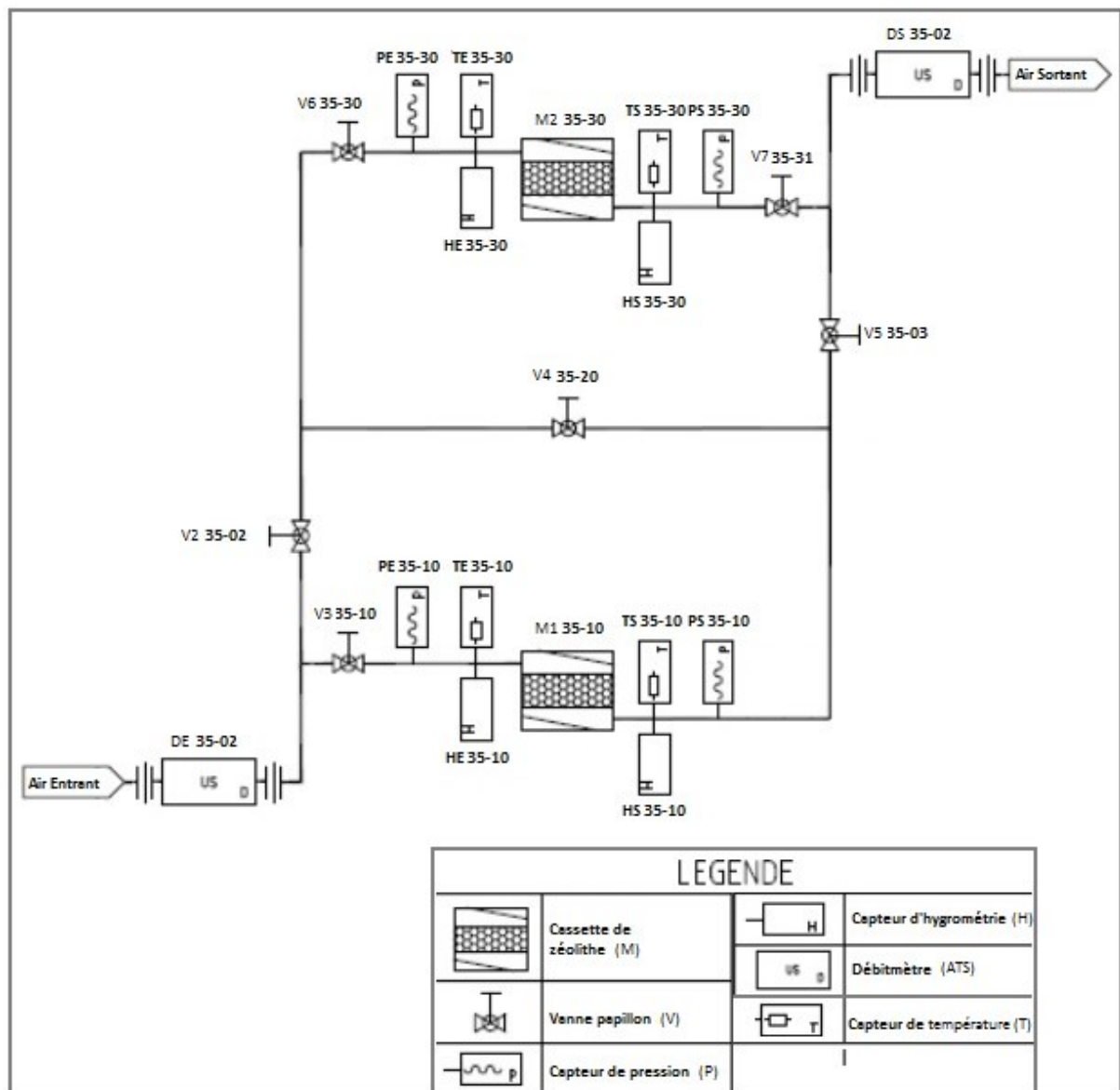


Figure III. 30 : Schéma technique du banc expérimental instrumenté [2]

III.3.1.5 Protocole expérimental

Les premiers tests réalisés consistent à caractériser l'étanchéité de chacun des modules et du banc expérimental (Cf. Figure III.31). La procédure consiste à connecter au composant à tester une source d'air comprimé à une extrémité, et un conduit de très faible section à l'autre extrémité. Le dispositif est maintenu sous haute pression et la lecture de 2 débitmètres placés en amont et en aval permettent une déduction du taux de fuite. Les résultats obtenus pour les modules de zéolithe et le banc expérimental permettent d'identifier un débit de fuite inférieur à 1 m³/h en moyenne sous une pression de 1200 Pa. Ce qui permet de conclure que l'ensemble du dispositif (module/circuit du banc expérimental) dispose d'une étanchéité satisfaisante pour la conduite des tests.

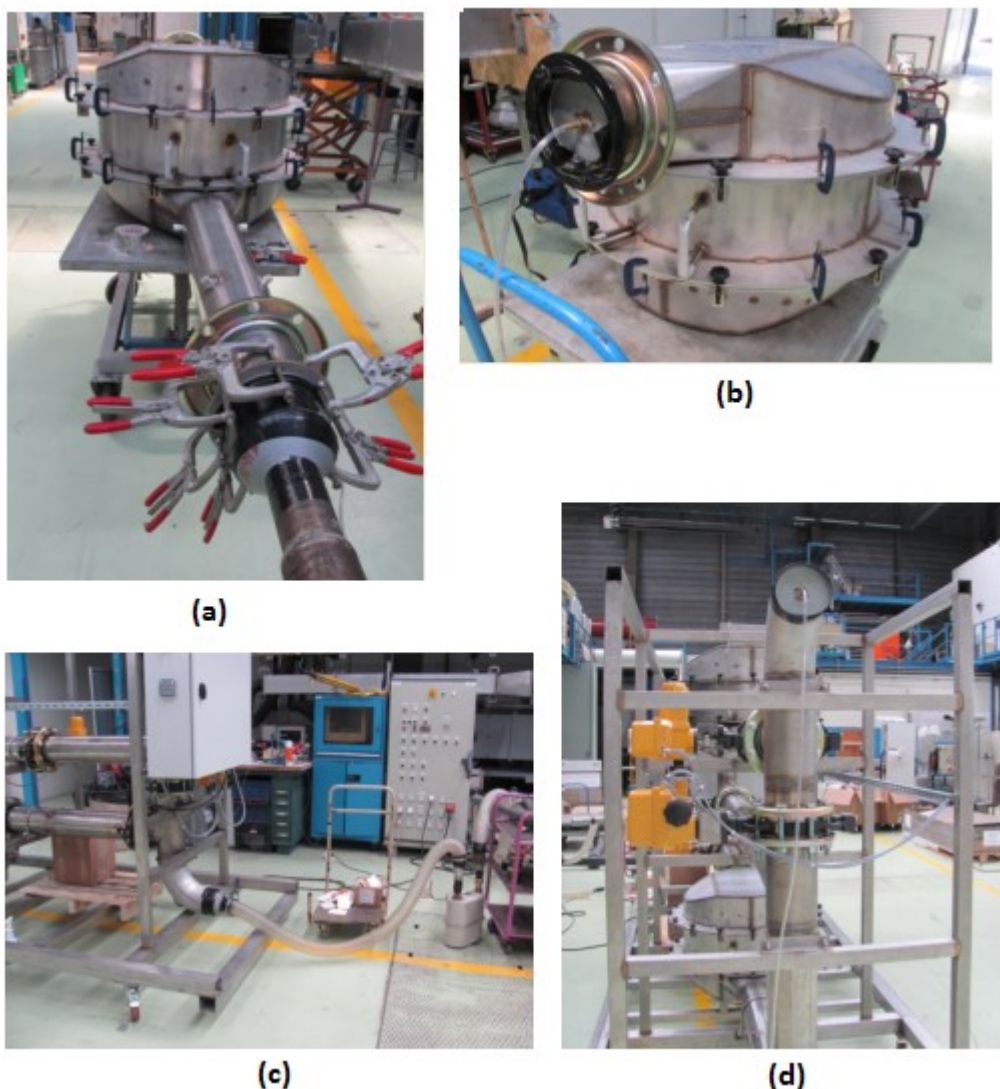


Figure III. 31 : Montage expérimental pour les tests d'étanchéité des modules (figures a et b) et du banc expérimental (figures c et d) [2]

Dans la suite des tests d'étanchéité, des tests de perte de charge à vide aux bornes de chaque module sont réalisés. Il s'agit de déterminer la perte de charge induite par les composants (grille, tamis, diffuseur) et la configuration de chaque module. La connaissance de cette perte de charge permet, par application de la corrélation II.24, la déduction de la perméabilité équivalente à vide de chacun des modules. Suite à l'expérimentation, les valeurs obtenues sont les suivantes : $k_{M1,vide} = 2.14 \times 10^{-5} \pm 7.39 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ et $k_{M2,vide} = 1.91 \times 10^{-5} \pm 7.36 \times 10^{-6} \text{ m}^2$. L'Annexe II contient les données expérimentales ayant conduit à ce résultats.

A la suite des essais à vide des modules, plusieurs points de tests sous différents paramètres (température, débit, humidité, configuration) ont été réalisés sur le banc expérimental. Chaque point correspond à une déshydratation à température et débit constants, suivie d'une hydratation également à température, débit et humidité de l'air constants. Le Tableau III.5 présente le détail des points réalisés.

Tableau III. 5 : Tableau récapitulatif des principaux paramètres des essais menés

Points	Configuration	Désignation	Type	Température d'entrée de l'air (°C)	Débit (m³/h)	HR (%)	Epaisseur de la couche de zéolithe (cm)
1	module M1 seul	Essai 1	charge	180	180	-	20
		Essai 2	décharge	20		70	
2	modules M1 et M2 en parallèle	Essai 3	charge	180	180	-	20
		Essai 4	décharge	20		70	
3	modules M1 et M2 en série	Essai 5	charge	180	180	-	20
		Essai 6	décharge	20		70	
4	modules M1 et M2 en parallèle	Essai 7	charge	120	180	-	20
		Essai 8	décharge	20		70	
5	modules M1 et M2 en parallèle	Essai 9	charge	120	180	-	20
		Essai 10	décharge	20		50	
6	modules M1 et M2 en série	Essai 11	charge	120	180	-	20
		Essai 12	décharge	20		70	
7	1 module (M1)	Essai 13	charge	180	180	-	10
		Essai 14	décharge	20		70	
8	modules M1 et M2 en parallèle	Essai 15	charge	180	120	-	20
		Essai 16	décharge	20		70	

III.3.1.6 Variables calculées

a) Analyse énergétique

L'analyse énergétique qui va suivre s'applique au système constitué par un module de zéolithe (c-a-d lit de zéolithe + enveloppe métallique). Cette analyse repose sur l'équation bilan suivante :

$$\frac{d}{dt}\{m_z \cdot (C_{pz} + X_z C_{pw}) \cdot T_z + m_p \cdot C_{p,p} \cdot T_p\} = \dot{E}_{n_{conv,ah,z}} + \dot{E}_{n_{RT}} + \dot{E}_{n_{diss,RT}} \quad (\text{III.16})$$

où $\dot{E}_{n_{conv,ah,z}}$ est la puissance thermique convective car constituée de l'échange thermique par convection entre l'air humide et les billes de zéolithe (Cf. § II.4.3.2.2), $\dot{E}_{n_{RT}}$ la puissance énergétique résultant du processus de sorption, $\dot{E}_{n_{diss,RT}}$ la puissance énergétique perdue, $C_{p,z}$ la chaleur spécifique des billes de zéolithe, C_{pw} la chaleur spécifique de l'eau contenue dans

les billes, X_z la fraction massique de l'eau contenue dans les billes et $C_{p,p}$ la chaleur spécifique du matériau constitutif des parois du module.

La puissance thermique convective s'estime comme suit :

$$\dot{E}n_{conv,ah,z} = h_{conv,ah,z} * a_v * V * (T_z - T_{ah}) \quad (III.17)$$

Où $h_{conv,ah,z}$ est le coefficient de transfert convectif entre l'air humide et les billes de zéolithe (Cf. corrélation II.42), a_v (m^2/m^3) est la surface spécifique du lit (Cf. corrélation II.20), et V le volume du lit poreux.

La puissance énergétique résultant du processus de sorption à l'intérieur du stockage s'estime comme suit :

$$\dot{E}n_{RT} = (\dot{m}_{ah,in,RT} * X_{ah,in,RT} - \dot{m}_{ah,out,RT} * X_{ah,out,RT}) * \Delta H_{RT} \quad (III.18)$$

Où ΔH_{RT} est la chaleur différentielle de sorption du couple zéolithe 13X/eau (Cf. corrélation II.35) et X_{ah} l'humidité absolue de l'air humide.

La puissance énergétique perdue se calcule à partir de la corrélation suivante :

$$\dot{E}n_{diss,RT} = h_{glo,RT} * A_{p,RT} * (T_p - T_a) \quad (III.19)$$

où $h_{glo,RT}$ est le coefficient d'échange global entre les parois du module ($h_{glo,RT} = 10$ W/($m^2.K$)) et l'air ambiant, $A_{p,RT}$ la surface d'échange entre les parois du module et l'air ambiant, T_p la température des parois et T_a la température ambiante.

Les corrélations III.17 et III.18 permettent d'en déduire le rendement énergétique des phases de charge et de décharge du système étudié:

$$\dot{\eta}_{en,RT}^c = \left| \frac{\int_0^{t_c} \dot{E}n_{RT} \cdot dt}{\int_0^{t_c} \dot{E}n_{conv,ah,z} \cdot dt} \right| \quad (III.20)$$

$$\dot{\eta}_{en,RT}^d = \left| \frac{\int_0^{t_d} \dot{E}n_{conv,ah,z} \cdot dt}{\int_0^{t_d} \dot{E}n_{RT} \cdot dt} \right| \quad (III.21)$$

où t_c et t_d sont les durées de charge et de décharge.

b) Analyse exergétique

Comme l'analyse énergétique, l'analyse exergétique est conduite sur le système constitué par le module de zéolithe (c-a-d lit de zéolithe + enveloppe métallique). La référence choisie pour cette étude est la suivante : température de référence (T_o) égale à 15 °C, pression égale à la pression atmosphérique et exergie de la zéolithe anhydre égale à 0. Comme

hypothèses préalables à tous les calculs menés dans la suite, les énergies cinétiques et potentielles des molécules sont considérées comme négligeables devant les autres formes d'énergies (énergies de liaison, chaleur latente) ;

L'équation bilan sur laquelle repose notre analyse exergetique est la suivante :

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left\{ (m_z \cdot C_{p,z} \cdot T_z) \cdot \left(1 - \frac{T_o}{T_z} \right) \right\} + \frac{d}{dt} \left\{ (m_p \cdot C_{p,p} \cdot T_p) \cdot \left(1 - \frac{T_o}{T_p} \right) \right\} + \dot{E}x_{sorp,RT} \\ = \dot{E}x_{conv,ah,z} + \dot{E}x_{vap,RT} + \dot{E}x_{diss,RT} + \dot{E}x_{detr,RT} \end{aligned} \quad (III.22)$$

où $\dot{E}x_{sorp,RT}$ est la puissance exergetique de sorption stockée/déstockée au sein de la zéolithe, $\dot{E}x_{conv,ah,z}$ est le contenu exergetique de la puissance thermique convective échangée avec l'air, $\dot{E}x_{vap}$ est la puissance exergetique de la vapeur d'eau sorbée, $\dot{E}x_{diss,RT}$ la puissance exergetique perdue, et $\dot{E}x_{detr,RT}$ la puissance exergetique détruite.

La puissance exergetique de sorption $\dot{E}x_{sorp,RT}$ étant proportionnelle à la variation de l'exergie de l'eau contenue dans la zéolithe, son calcul est mené au moyen de la corrélation suivante :

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{sorp,RT} = (\dot{m}_{ah,in,RT} * X_{ah,in,RT} - \dot{m}_{ah,out,RT} * X_{ah,out,RT}) \\ * (h_{liq} - T_o \cdot S_{liq}) \end{aligned} \quad [27] \quad (III.23)$$

La puissance exergetique résultant du transfert thermique convectif avec l'air est calculée au moyen de la corrélation suivante :

$$\dot{E}x_{conv,ah,z} = \dot{E}n_{conv,ah,z} * \left(1 - \frac{T_o}{T_z} \right) \quad (III.24)$$

où T_o est la température de référence et T_z la température de la zéolithe.

La puissance exergetique de la vapeur d'eau sorbée par la zéolithe est calculée de la façon suivante :

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{vap,RT} = (\dot{m}_{ah,in,RT} * X_{ah,in,RT} - \dot{m}_{ah,out,RT} * X_{ah,out,RT}) \\ * (h_{vap} - T_o \cdot S_{vap}) \end{aligned} \quad [27] \quad (III.25)$$

où h_{vap} est l'enthalpie spécifique de la vapeur d'eau et S_{vap} son entropie spécifique.

Le contenu exergetique de la puissance dissipée par chacun des modules de zéolithe se calcule comme suit :

$$\dot{E}x_{diss,RT} = \dot{E}n_{diss,RT} \cdot \left(1 - \frac{T_o}{T_{RT}} \right) \quad (III.26)$$

où $\dot{E}n_{diss,RT}$ est la puissance thermique dissipée et T_{RT} la température externe du module de zéolithe.

La puissance exergetique détruite ($\dot{E}x_{detr,RT}$) se déduit du bilan exergetique décrit par la corrélation III.21.

Le rendement exergetique du processus de sorption pour chacune des phases de fonctionnement est le suivant :

- En charge :

$$\dot{\eta}_{ex,RT}^c = \left| \frac{\int_0^{t_c} \dot{E}x_{vap,RT}^c}{\int_0^{t_c} \dot{E}x_{conv,ah,z}^c} \right| \quad (III.27)$$

- En décharge :

$$\dot{\eta}_{ex,RT}^d = \left| \frac{\int_0^{t_d} \dot{E}x_{conv,ah,z}^d}{\int_0^{t_d} \dot{E}x_{vap,RT}^d} \right| \quad (III.28)$$

où t_c et t_d sont les durées de charge et de décharge.

III.3.2 Résultats des mesures et Analyse des performances

III.3.2.1 Validation expérimentale

Cette section est consacrée à l'analyse et à l'interprétation des résultats expérimentaux obtenus par le CETIAT sur différentes séries de tests réalisés suivant le protocole expérimental présenté dans le Tableau III.5. Les résultats présentés sont des courbes d'évolution de variables mesurées expérimentalement pendant le déroulement des tests. Il s'agit ainsi pour les tests de décharge (adsorption) : de la température de l'air à la sortie de chaque module de zéolithe, de l'humidité absolue de l'air à la sortie, et de la perte de charge aux bornes. Pour les tests de charge (désorption), il s'agit de la température à la sortie et de la perte de charge aux bornes de chaque module de zéolithe. L'humidité absolue de l'air à la sortie de chacun des modules n'est pas mesurée expérimentalement durant les tests de charge en raison de la valeur élevée de la température de l'air ($>120^\circ\text{C}$) ; cette valeur se trouvant au-delà de la plage de mesure (-65°C à $+25^\circ\text{C}$) des hygromètres utilisés.

Les résultats expérimentaux servent à la validation du modèle mathématique du fonctionnement du module de zéolithe proposé au paragraphe II.4.3.2. Etant donné le nombre d'essais réalisés (8, Cf. Tableau III.5), seuls quelques résultats sont présentés. Leur choix est effectué sur la base des critères suivants : type de la configuration, nature de l'essai (charge/décharge) et valeur des paramètres (débit, température, humidité, épaisseur de la couche de zéolithe) par rapport aux autres essais portant sur la même configuration. Sur la base de ces critères, les résultats des tests suivants sur un module de zéolithe sont présentés : 1, 2, 13 et 14. De même, en supposant une équi-répartition du débit de circulation entre les modules M1 et M2, les résultats des tests suivants sur la configuration « modules M1 et M2 en parallèle » sont présentés : 3, 4, 9, et 10 pour. Les essais 7 et 8 ne sont pas présentés car ceux-ci possèdent des paramètres similaires aux essais 4 et 9 respectivement. Les résultats des essais 15 et 16 ne sont pas également présentés car ils sont similaires (effet d'une diminution du débit de circulation) aux essais 3 et 4 respectivement. Pour les tests portant sur la configuration « modules M1 et M2 en série », seuls les résultats des essais 11 et 12 sont

présentés car les conditions de l'essai 5 (respectivement l'essai 6) sont similaires à celle de l'essai 1 (respectivement l'essai 12).

a) Résultats des tests sur la configuration « module M1 seul »

→ Essai 1 : Test de charge (déshydratation)

Cet essai a été réalisé à température d'entrée d'air constante à 180 °C et à débit d'entrée d'air constant à 180 m³/h. Les Figures III.32 et III.33 montrent les courbes de température de l'air à l'entrée et la sortie du module de zéolithe, de même que la perte de charge à ses bornes. Ces résultats montrent qu'en début et en fin d'essai, les résultats du modèle numérique sur la température de sortie de l'air sont en bon accord avec les relevés expérimentaux. En effet durant ces instants, la précision obtenue avec le modèle numérique est de 3°C en moyenne. Cependant durant la phase dynamique du processus de sorption, on constate une erreur maximale d'estimation de 25°C en moyenne de la part du modèle numérique sur les relevés expérimentaux.

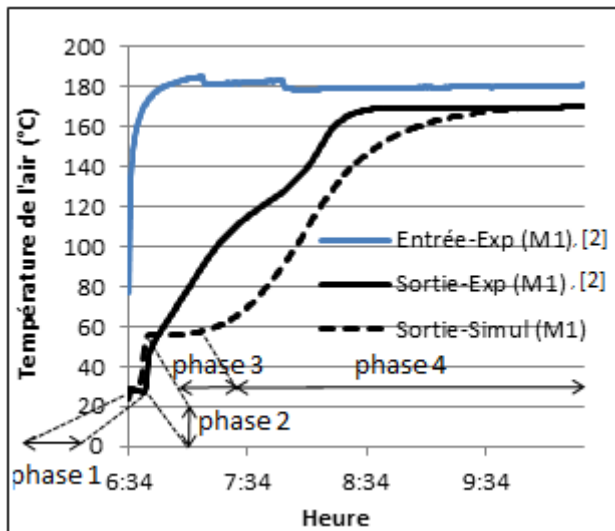


Figure III. 32 : Courbes de température de l'air à l'entrée et à la sortie du M1 lors de l'essai 1

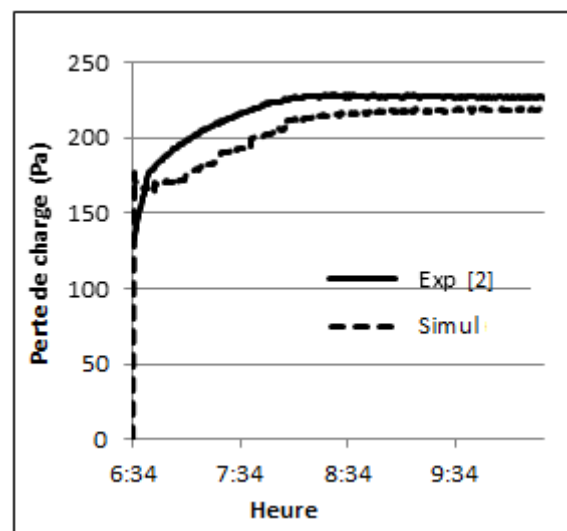


Figure III. 33 : Perte de charge aux bornes du M1 lors de l'essai 1

L'analyse de la Figure III.32 permet de distinguer 3 phases du fonctionnement du module de zéolithe lors de l'essai :

- Phase 1 : Matérialisée en début d'essai par un petit palier sur la courbe de température de sortie de l'air, car cette dernière durant cette phase est constante et égale à la température initiale des billes de zéolithe situées à l'extrémité basse du module (~28°C) en raison de l'inertie thermique de la zéolithe.

- Phase 2 : Cette phase est matérialisée par le saut sur la courbe de température de sortie de l'air et trouve son explication avec l'analyse détaillée du processus de sorption à l'intérieur du module de zéolithe. Pour ce faire, celui-ci a été segmenté dans le sens de l'écoulement en 5 volumes élémentaires (Cf. §II.3.3.2) d'égales épaisseurs. La visualisation de la sorption (à travers les courbes de débit de sorption, Cf. Figure III.34.b) au sein de ces

différents volumes élémentaires montre que le saut sur la courbe de température de l'air à la sortie du module de zéolithe résulte du processus d'adsorption de la vapeur d'eau issue de v1, au sein des volumes v2, v3, v4 et v5 comme le montre la Figure III.34.b (débit de sorption de vapeur d'eau > 0).

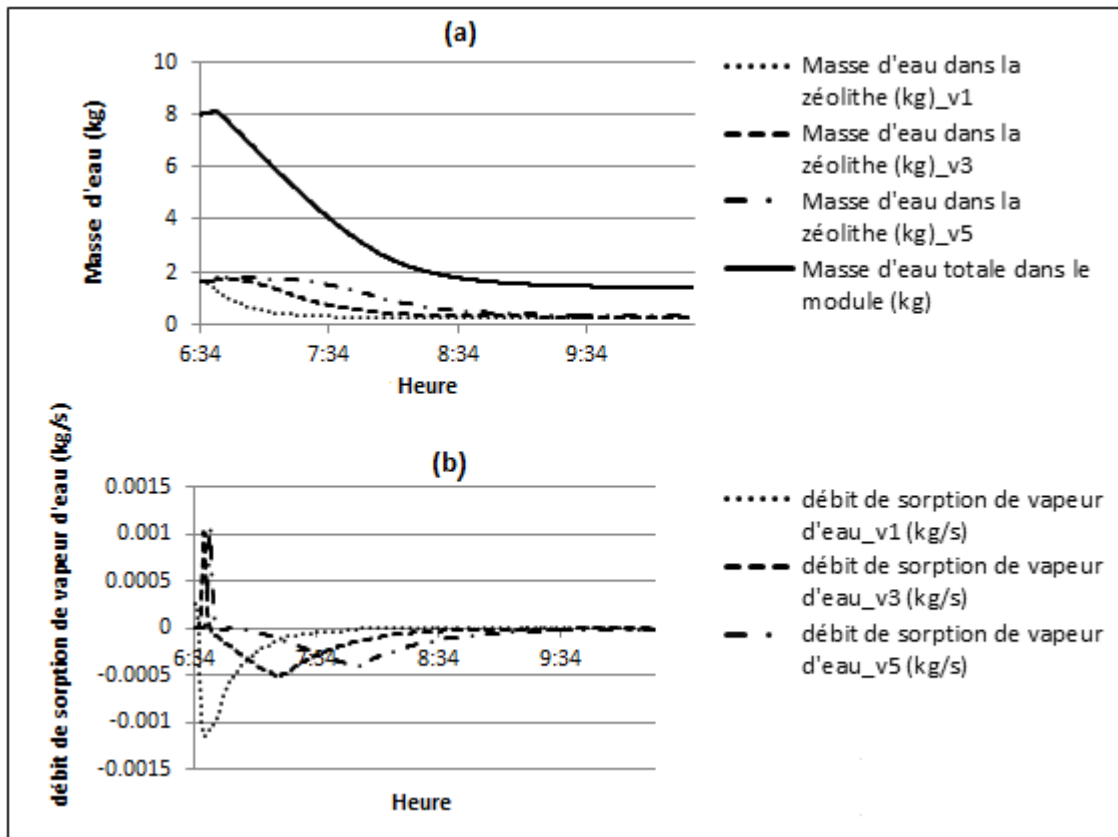


Figure III. 34 : Courbe d'évolution de la masse d'eau et de la vitesse de sorption de vapeur d'eau pour 3 volumes élémentaires donnés au sein du lit de zéolithe lors de l'essai 1

En effet, cette vapeur d'eau est composée par celle contenue dans l'air extérieur admis en circulation dans le module et de la vapeur d'eau désorbée au sein du volume amont v1 à la suite du processus de désorption. Les processus d'adsorption successifs au sein des volumes v2, v3, v4 et v5 fournissent à l'air suffisamment de chaleur pour compenser celle cédée en v1, provoquant ainsi le saut sur la courbe de température de l'air observé à la sortie du module. Comme on peut le constater, la phase 2 est également matérialisée sur la courbe d'humidité absolue de l'air à la sortie du module de zéolithe (Cf. Figure III.35) par la zone où celle-ci est en dessous de celle de l'humidité absolue de l'air à l'entrée. L'air à la sortie du module de zéolithe durant cet instant est plus sec que celui à l'entrée : preuve de l'existence des processus d'adsorption précédemment évoqués. La chaleur générée par le processus d'adsorption au sein des volumes v2, v3, v4 et v5 causent la montée en température de la zéolithe contenue dans ceux-ci jusqu'à une valeur suffisamment élevée pour initier le processus de désorption de la vapeur d'eau au sein de ces modules. Ceci s'observe par le changement de signe sur les courbes de débit de sorption sur la Figure III.34.b et le début de décroissance de la masse d'eau totale dans le module sur la Figure III.34.a

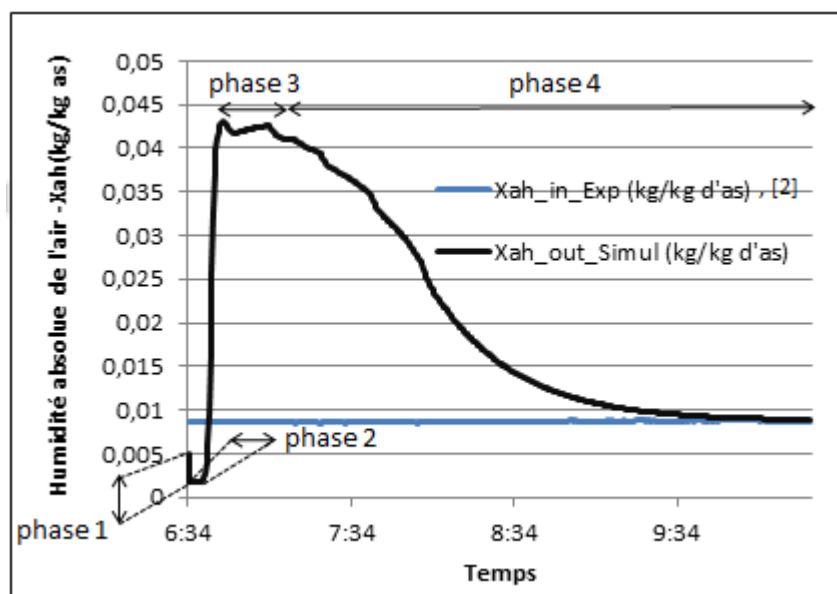


Figure III. 35: Humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie du M1 de zéolithe lors de l'essai 1

- Phase 3 : Consécutive au saut de température sur la courbe de température de sortie de l'air (Cf. Figure III.32), la phase 3 est matérialisée par un 2nd palier horizontal sur celle-ci et renseigne sur l'atteinte des conditions d'équilibre (température, pression) du processus de sorption sur l'ensemble du lit. Comme on peut le constater sur les Figures III.32 et III.35, la longueur du palier est liée au temps durant lequel l'humidité de l'air à la sortie du module reste à son maximum. Celui-ci prend fin dès que cette l'humidité de l'air à la sortie entame sa baisse.

- Phase 4 : C'est la phase pendant laquelle la température de l'air à la sortie entame sa montée graduelle jusqu'à sa valeur de stabilisation, proche de celle à l'entrée du module, soustraction faite des pertes thermiques. Durant cette phase, la déshydratation du lit se poursuit mais à une vitesse relativement plus faible car à ce stade le lit a déjà perdu plus de la moitié de sa masse d'eau « désorbable ». L'explication est apportée par la Figure III.34.b qui montre notamment que le début de la phase 4 correspond au pic de débit de désorption atteint dans le lit (minimum atteint pour la courbe « débit de sorption d'eau_v3 »).

La Figure III.33 montre une bonne adéquation entre les résultats du modèle numérique et des relevés expérimentaux pour ce qui est de la perte de charge aux bornes du module de zéolithe. La précision obtenue sur le modèle numérique est de 25 Pa en moyenne sur la durée de l'essai. La Figure III.33 montre une montée graduelle de la valeur de la perte de charge aux bornes du module de zéolithe pendant le déroulement du test sous l'effet combiné de l'augmentation de la porosité du lit et de la variation de l'humidité absolue de l'air. Ce dernier ayant une influence directe sur sa vitesse d'écoulement. En effet, l'augmentation causée le processus de désorption sur le débit massique d'air à la sortie du module est de 4% en moyenne durant le déroulement du test.

→ Essai 2 : Test de décharge (hydratation)

Les Figures III.36 et III.37 présentent les résultats expérimentaux et numériques obtenus respectivement pour la température de sortie de l'air et la perte de charge de charge aux bornes du module M1 de zéolithe.

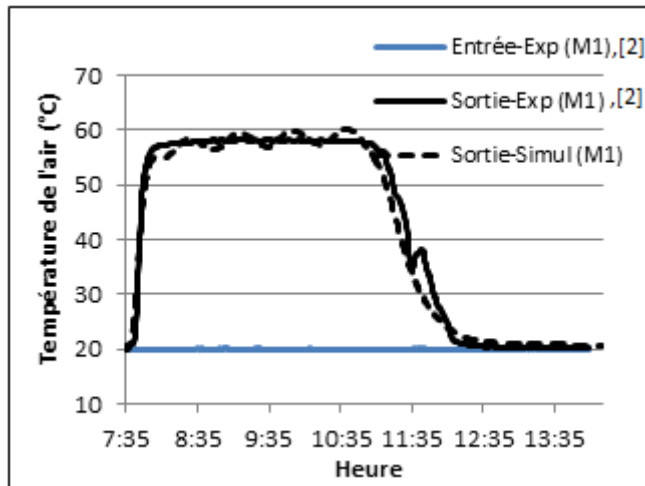


Figure III. 36 : Courbes de température de l'air à l'entrée et à la sortie du M1 lors de l'essai 2

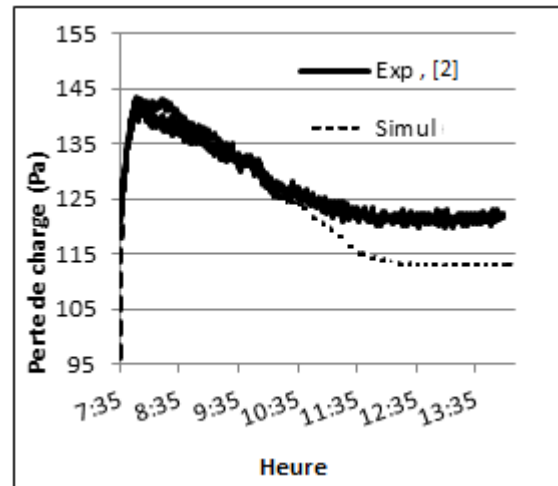


Figure III. 37 : Perte de charge aux bornes du M1 lors de l'essai 2

Les courbes de la Figure III.36 montrent une bonne correspondance entre les résultats du modèle numérique et les relevés expérimentaux sur la température de sortie de l'air, avec une précision d'estimation de $\pm 2^{\circ}\text{C}$ sur l'ensemble de la durée du test. Les principaux résultats émanant de ce test de décharge sont les suivants : le gain maximal de température de l'air entre l'entrée et la sortie est de 38°C , la durée totale du processus d'adsorption est de 5h et la perte de charge aux bornes du module est de 130 Pa en moyenne (Cf. Figure III.37). La variation de la perte de charge résulte à la fois de la baisse de porosité du lit de zéolithe, de l'augmentation de la vitesse l'écoulement de l'air et de la baisse de sa viscosité cinématique de l'air sous l'effet de l'augmentation de sa température.

Les résultats de simulation et expérimentaux sur l'humidité absolue de l'air montrent un assèchement complet de l'air consécutivement à son passage dans le module de zéolithe comme le montre la Figure III.38. La précision des résultats de simulation sur les relevés expérimentaux est de $\pm 0.3\text{g/kg}$ as en moyenne pour cette grandeur. Les courbes de la Figure III.39 montrent l'existence dans le lit de zéolithe d'un front de sorption se déplaçant dans le sens de l'écoulement. La masse totale d'eau sorbée dans le module est de 8.3 kg, ce qui sur 40 kg de zéolithe correspond à un taux d'hydratation de 24% en fin de test.

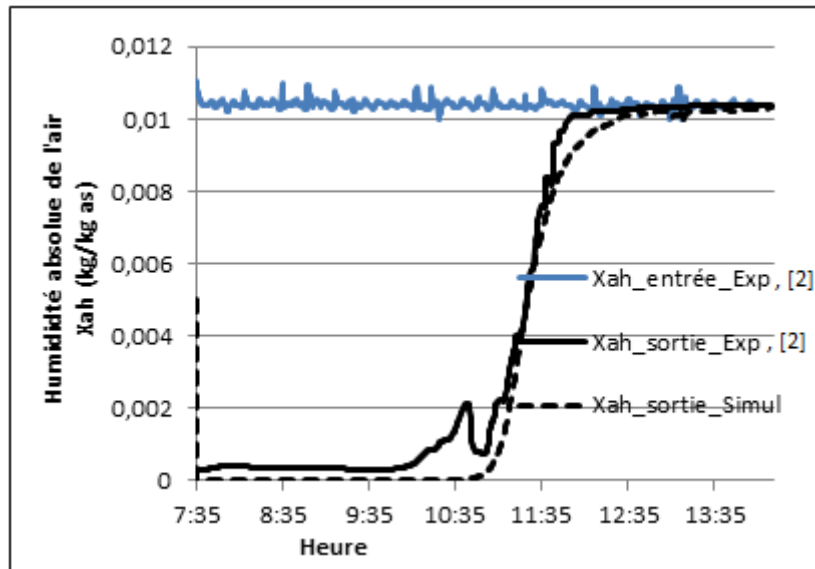


Figure III. 38 : Humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie du M1 lors de l'essai 2

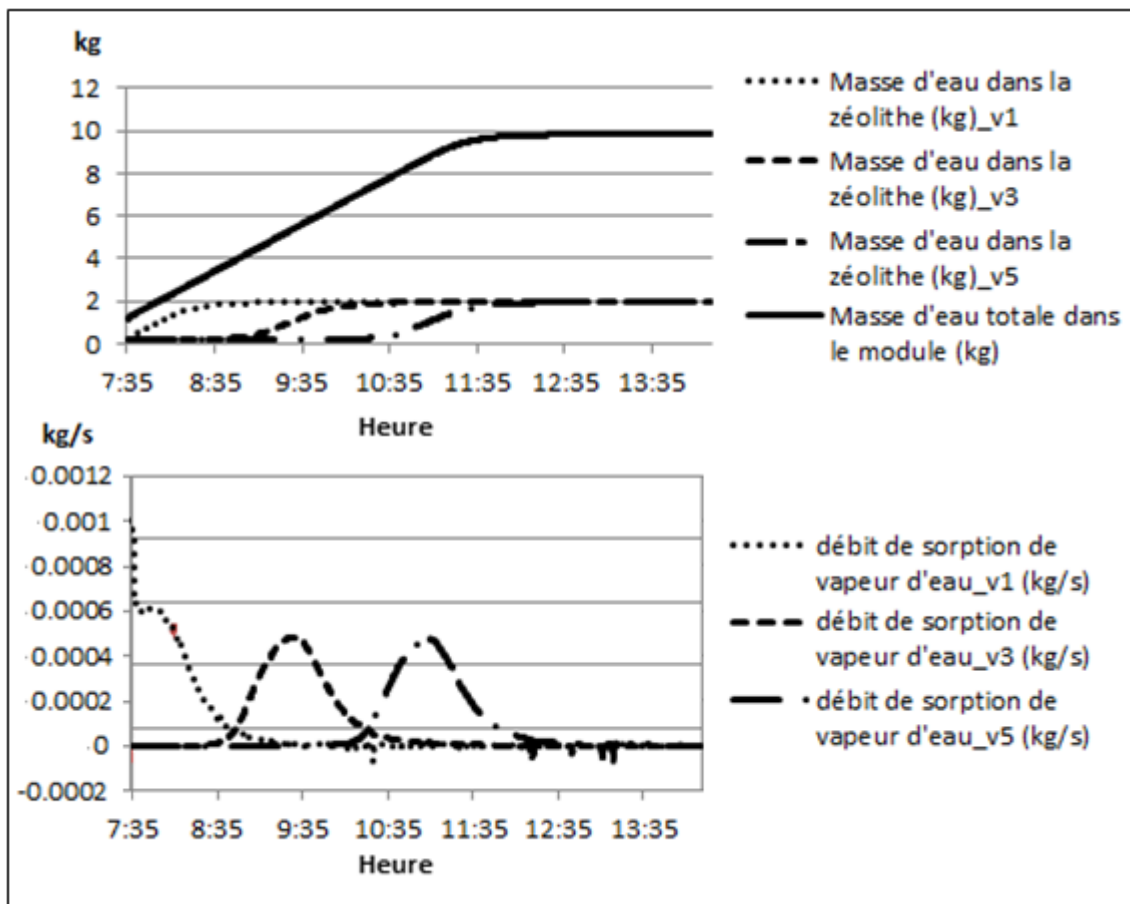


Figure III. 39 : Masse d'eau et de la vitesse de sorption de vapeur d'eau pour 3 volumes élémentaires donnés au sein du lit de zéolithe lors de l'essai 2

→ Essai 13 : Test de charge (déshydratation)

Le but de cet essai est d'observer l'influence d'une variation de l'épaisseur de la couche de zéolithe sur les performances du module de zéolithe. Cet essai est réalisé sous les mêmes conditions (température, débit, humidité ambiante) que l'essai 1, avec comme seule modification une diminution de moitié de l'épaisseur de la couche de zéolithe. Les résultats sur la température de l'air à la sortie de module (Cf. Figure III.40) montrent premièrement une réaction rapide du lit de zéolithe (1^{er} palier très court) et une montée en température en phase 4 plus rapide par comparaison à l'essai 1. Ceci est la conséquence de la baisse d'inertie du contenu (zéolithe) du module. La diminution de la quantité de zéolithe est illustrée également sur la Figure III.41 où on observe une diminution du temps de réaction de moitié de même que de la masse d'eau désorbée par le module. Les résultats sur la perte de charge aux bornes du module (Cf. Figure III.42) montrent une bonne correspondance des résultats numériques avec les relevés expérimentaux.

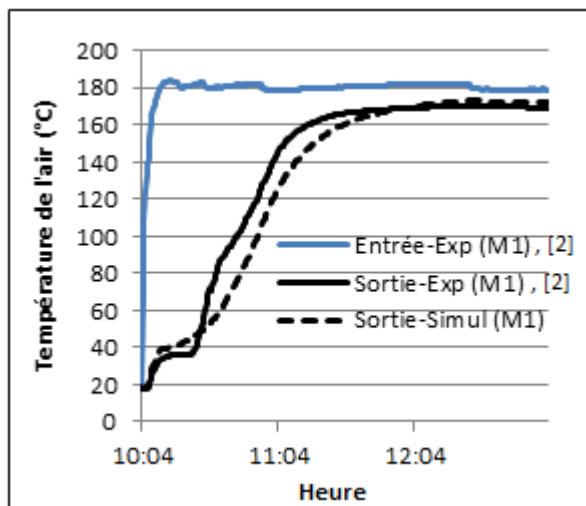


Figure III. 40: Température de l'air à l'entrée et à la sortie du M1 lors de l'essai 13

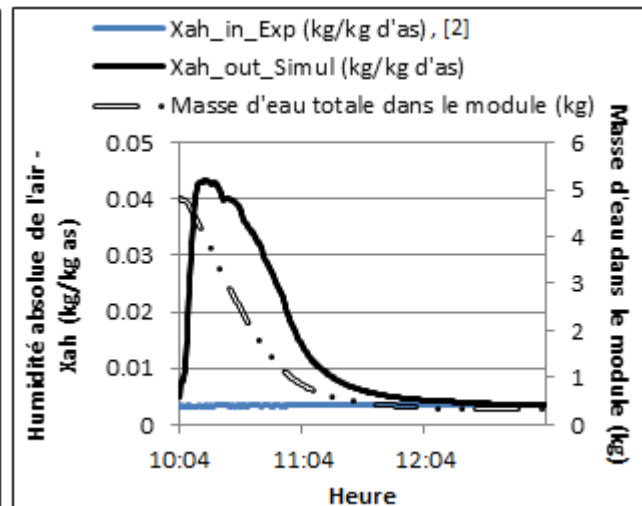


Figure III. 41 : Humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie du M1 et masse totale d'eau adsorbée lors de

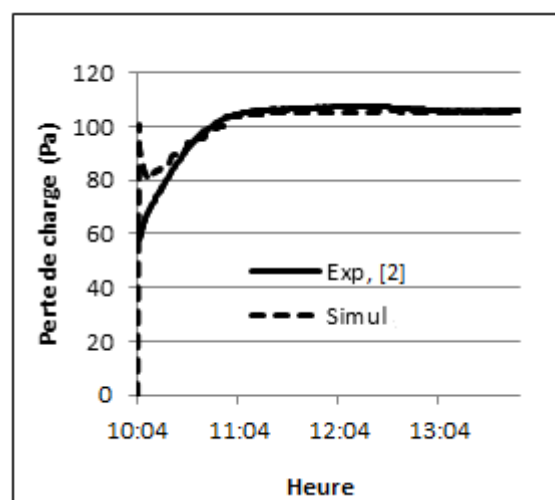


Figure III. 42 : Perte de charge aux bornes du M1 lors de l'essai 13

→ Essai 14 : Test de décharge (hydratation)

Les Figures III.43, III.44, et III.45 présentent les résultats de l'essai 14 portant sur la décharge du M1 dont les résultats en charge ont été précédemment présentés. L'objectif de cet essai par rapport à l'essai 2 conduit sur le M1 est, comme pour le cas de l'essai 13, d'étudier l'influence en décharge d'une diminution de l'épaisseur de la couche de zéolithe sur les performances du module. Le 1^{er} résultat est fourni par la perte de charge aux bornes du module (Cf. Figure III.43) qui, comme attendu, subit une variation proportionnelle à celle subie par l'épaisseur de la couche de zéolithe ; à savoir de moitié. Le 2nd résultat est apporté par la Figure III.44 qui montre, avec un écart maximal de température de l'air entre l'entrée et la sortie de 38°C sur une durée de 2h environ, qu'une variation de l'épaisseur de la couche de zéolithe n'a d'influence que sur la durée de la décharge du module et pas sur la température de l'air à la sortie.

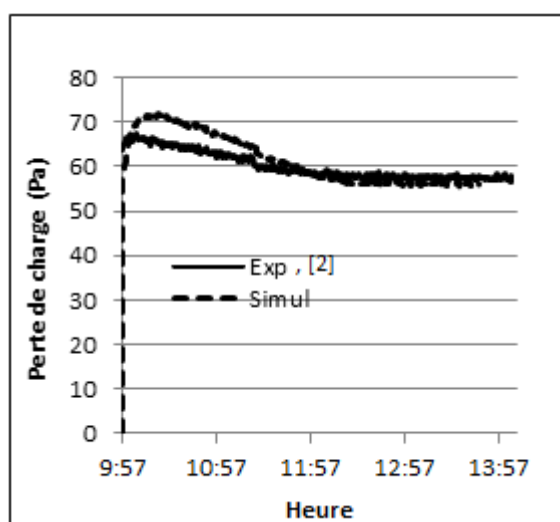


Figure III. 43 : Perte de charge aux bornes du M1 lors de l'essai 14

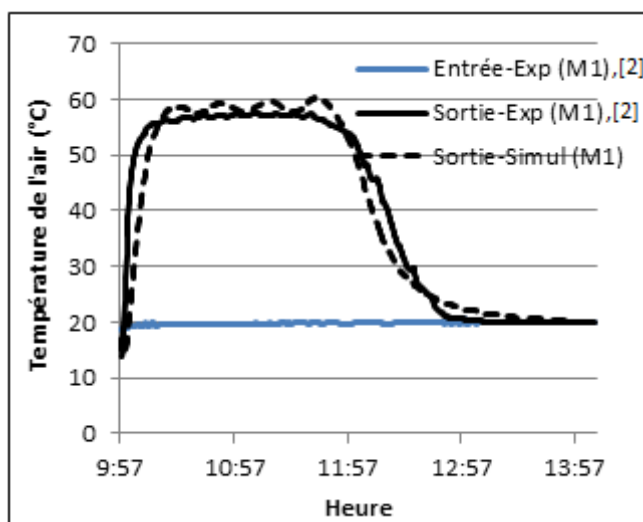


Figure III. 44: Température de l'air à l'entrée et à la sortie du M1 lors de l'essai 14

Ce résultat est également illustré sur la Figure III.45 qui montre un gain en masse d'eau de 4.3 kg sur une durée de 3h pour le processus d'adsorption. Toutefois, la correspondance entre résultat de simulation et relevé expérimental est médiocre sur cette variable en raison notamment de la réduction de l'épaisseur de la couche de zéolithe qui favorise l'apparition de chemin préférentiel pour l'écoulement au sein du lit et diminue ainsi la capacité de sorption de ce dernier.

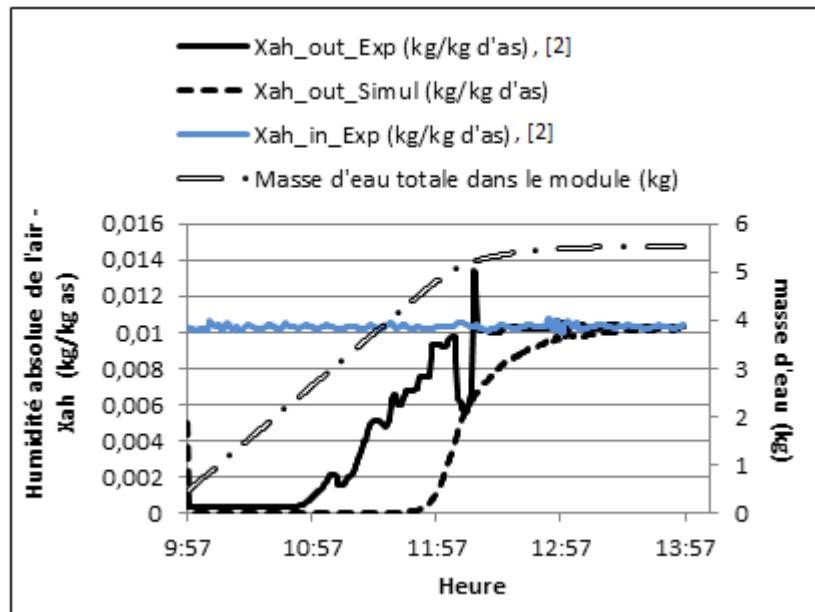


Figure III. 45 : Humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie du M1 et masse totale d'eau adsorbée lors de l'essai 14

b) Résultats des tests sur la configuration « M1 et M2 en parallèle »

→ Essai 3 : Test de charge (déshydratation)

Les Figures III.46, III.47 et III.48 présentent les résultats du test de charge des modules M1 et M2 montés en parallèles. En admettant une équi-répartition du débit d'écoulement entre les deux modules, on suppose que chaque module de zéolithe est traversé par un écoulement d'air à 180 °C, à un débit de 90 m³/h et avec une humidité absolue de 5.5 g/kg as.

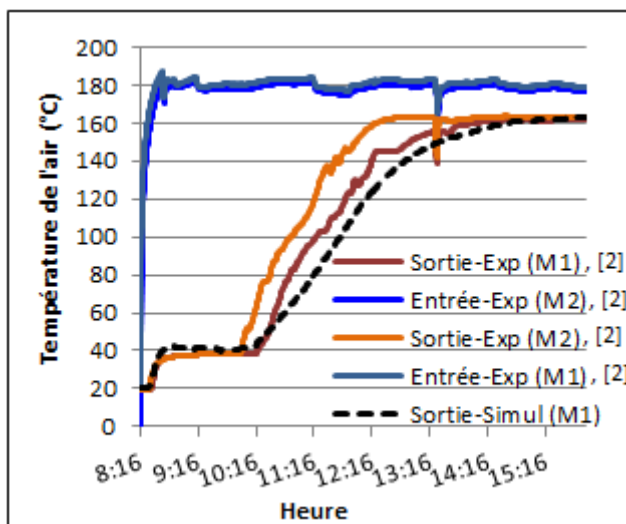


Figure III. 46 : Température de l'air à l'entrée et à la sortie des modules M1 et M2 lors de l'essai 3

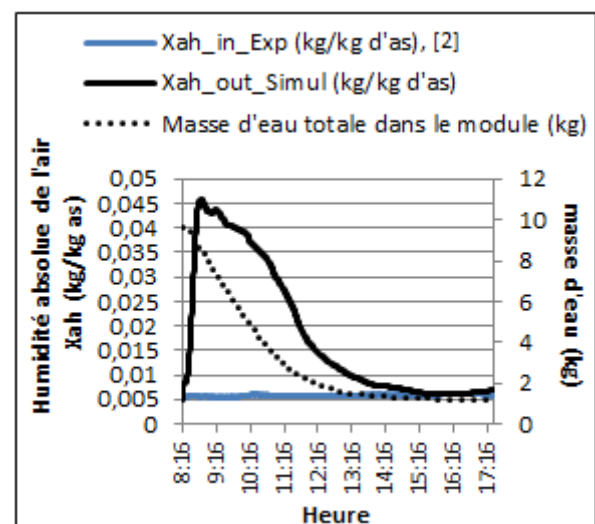


Figure III. 47 : Humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie du module de zéolithe et masse totale d'eau adsorbée lors de l'essai 3

L'étude des résultats de la Figure III.46 permet de constater que les résultats de la modélisation numérique sont en bon accord avec les relevés expérimentaux. En effet sur les phases 1, 2, et 3, le modèle numérique possède une erreur de ± 3 °C sur les relevés expérimentaux et de ± 7 °C sur le reste de l'essai. La Figure III.48 montre également une bonne correspondance entre les résultats de simulation et les relevés expérimentaux sur la perte de charge aux bornes des modules, avec erreur de ± 3 Pa sur l'ensemble de l'essai.

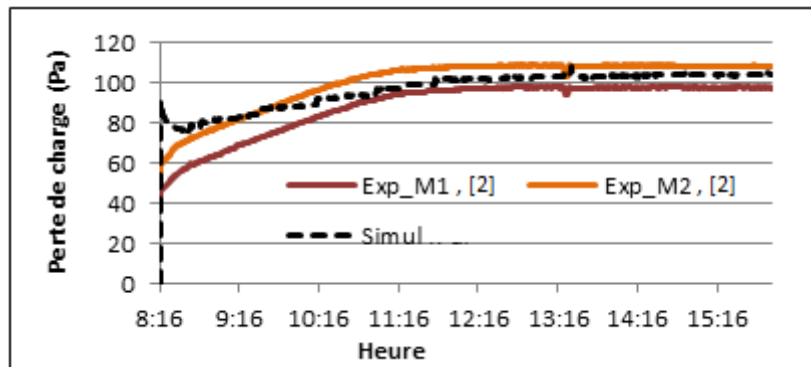


Figure III. 48 : Perte de charge aux bornes des modules M1 et M2 lors de l'essai 3

En supposant les 2 modules initialement totalement hydratés ($X_z = 24$ %, Cf. Annexe II), la présence d'une masse initiale d'eau plus importante (9.6 kg) et la circulation d'un air plus sec et à un débit réduit de moitié conduisent à un temps de charge environ 2 fois plus long (6.5 h) et à une masse d'eau désorbée plus importante (8.4 kg, Cf. Figure III.47) par comparaison aux résultats de l'essai 1 (9 g/kg as et 180 m³/h).

L'autre résultat de cet essai porte sur la répartition du débit d'écoulement entre les modules M1 et M2. En effet, l'écart constaté entre les courbes expérimentales de la température de sortie de l'air des modules M1 et M2 permet de conclure sur une inégale répartition du débit de circulation entre ces derniers : le M1 semble être traversé par un débit d'air plus faible que celui traversant le module M2 (désigné par M2 dans la suite). La Figure III.48 permet notamment d'appuyer ce résultat avec la perte de charge aux bornes du M2 supérieure à celle aux bornes du M1.

→ Essai 4 : Test de décharge (hydratation)

Les Figures III.49, III.50, et III.51 présentent les résultats du test de décharge des modules M1 et M2 mis sous configuration parallèle et traversés chacun par un écoulement d'air à 20 °C, de 10 g/kg d'humidité absolue et sous 90 m³/h de débit volumique si on suppose une égale répartition du débit d'écoulement entre les 2 modules. Ces résultats dans l'ensemble montrent une bonne correspondance entre les valeurs du modèle numérique et les relevés expérimentaux. En effet, sur chacune des variables présentées, les résultats de la simulation numérique présentent une erreur moyenne de ± 2 °C sur la température de sortie de l'air, ± 4 Pa sur la perte de charge et ± 0.5 g/kg d'as sur l'humidité absolue de l'air à la sortie des modules. Les courbes de températures sur la décharge des modules (Cf. Figure III.49)

montrent un gain maximal de température de 38°C en moyenne et une durée de décharge de 10 h environ.

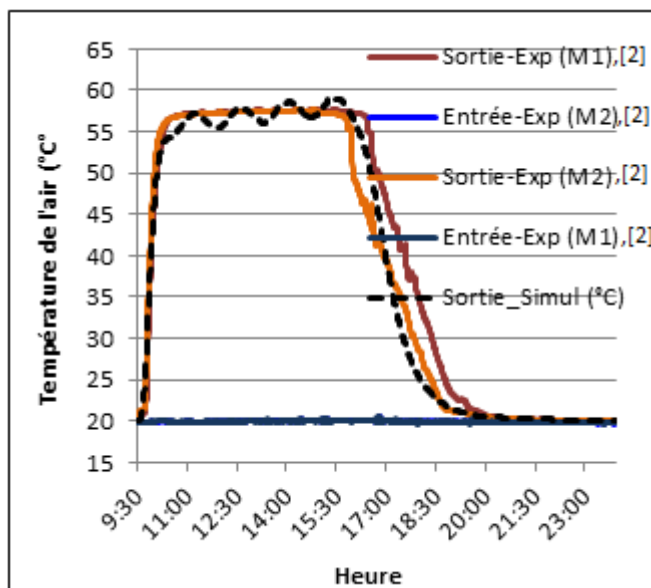


Figure III. 49 : Température de l'air à l'entrée et à la sortie des modules M1 et M2 lors de l'essai 4

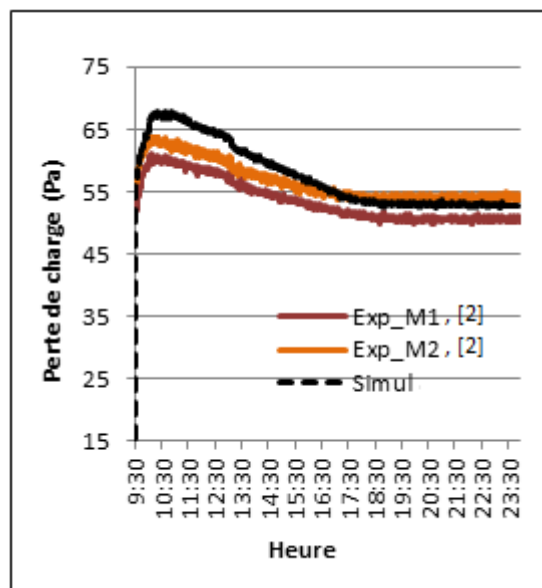


Figure III. 50 : Perte de charge aux bornes des modules M1 et M2 lors de l'essai 4

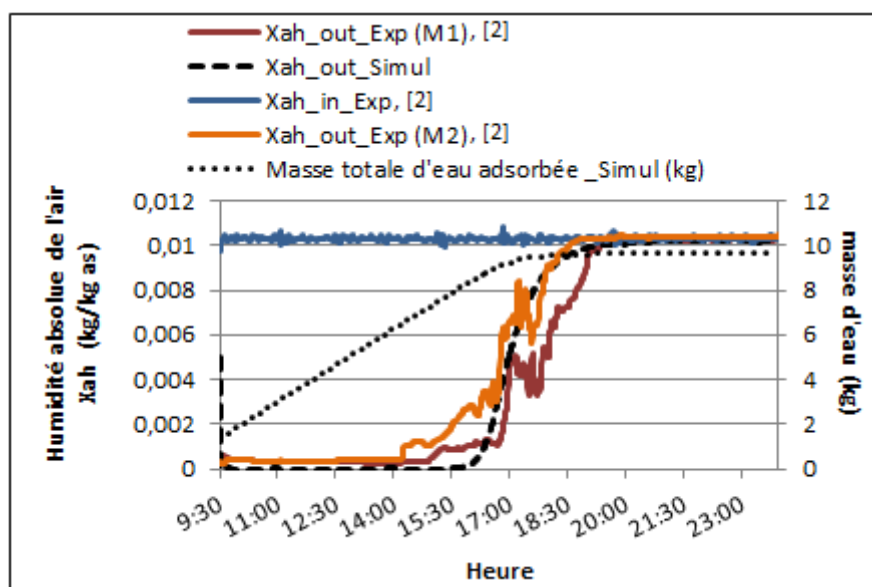


Figure III. 51 : Humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie des modules M1 et M2 et masse totale d'eau adsorbée lors de l'essai 4

On constate pour chaque module par rapport à l'essai de décharge précédent sur une épaisseur de couche de zéolithe identique (essai 2 : 10 g/kg as d'humidité absolue, 20 °C de température d'entrée de l'air, 180 m³/h de débit volumique), un gain maximal de température identique, une perte de charge réduite de moitié et une durée de décharge pratiquement doublée. Ceci est la conséquence directe de la baisse de moitié du débit consécutif à la mise en parallèle des modules. La Figure III.50 montre une perte de charge plus élevée pour le M2 que pour le M1. Comme pour le cas de l'essai de charge précédemment réalisé, l'explication

tiendrait dans l'inégale répartition de débit entre les deux modules, avec un débit plus élevé pour le M2. Le débit plus élevé pour le M2 expliquerait également la chute plus rapide de la température de l'air à sa sortie observée sur la Figure III.49.

Ceci s'applique aussi à l'humidité absolue de l'air à la sortie de ce module comme le montre la Figure III.51. Sur cette Figure, les résultats de la simulation numérique montrent que la masse d'eau adsorbée par chacun des modules lors de cet essai est de 8.3 kg environ.

→ Essai 9 : Test de charge (déshydratation)

L'essai 9 porte sur la charge des modules M1 et M2 mis sous configuration parallèle mais avec une température de l'air admis plus basse (120 °C) par comparaison avec l'essai 3. Le débit de l'air à l'entrée du banc expérimental lors de ce test reste inchangé (180 m³/h) et son humidité absolue égale à l'humidité absolue ambiante (5 g/kg as d'humidité absolue) régnant dans le local de test. L'intérêt de cet essai de charge sur les essais de charge précédents (essais 1 et 3) est d'observer l'effet de la température de l'air sur des variables caractéristiques du module de zéolithe (température de sortie de l'air, masse d'eau sorbée, perte de charge). Les résultats obtenus sur la température de l'air à la sortie de chacun des modules montrent une erreur relative moyenne des résultats de la simulation sur les relevés expérimentaux d'environ 12 % sur l'ensemble du test (Cf. Figure III.52). Avec une durée de charge plus courte et une perte de charge plus élevée (Cf. Figures III.52 et III.53), le M2 comme lors des essais précédents possède un débit d'air plus élevé que celui du M1. La Figure III.53 montre pour les 2 modules une perte de charge réduite dû à une température plus faible de l'air par comparaison aux résultats de l'essai 3 (conditions : humidité absolue de l'air = 5 g/kg as, débit volumique = 90 m³/h, masse d'eau initiale au sein de la zéolithe = 9.6 kg).

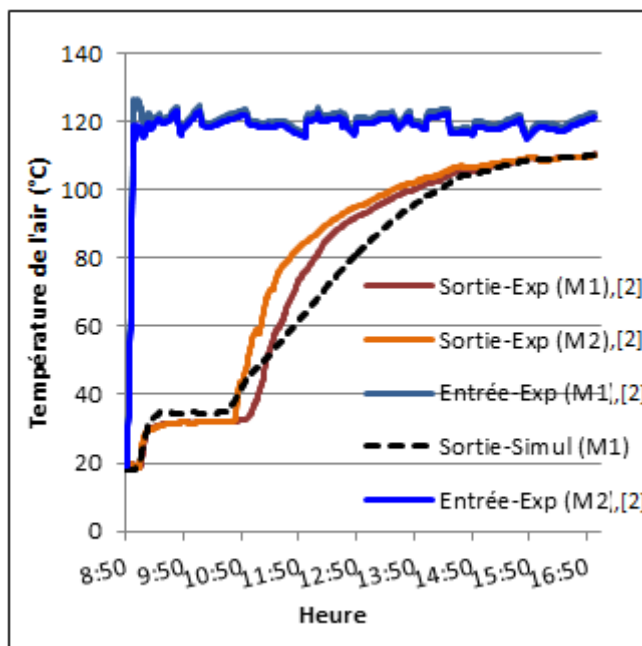


Figure III. 52 : Température de l'air à l'entrée et à la sortie des modules M1 et M2 lors de l'essai 9

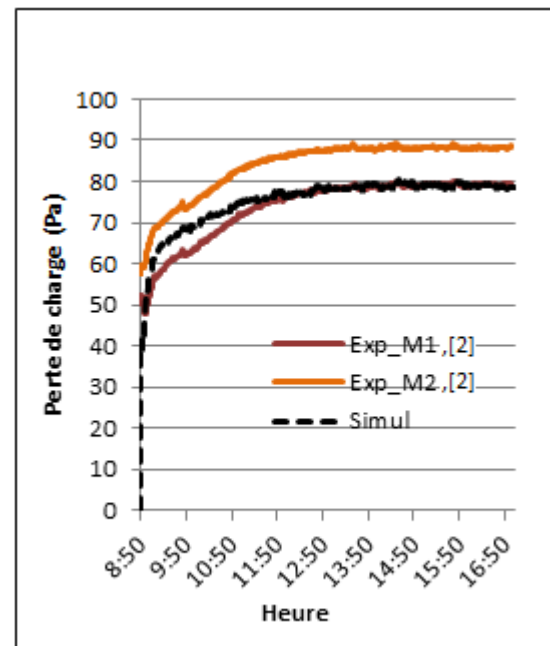


Figure III. 53 : Perte de charge aux bornes des modules M1 et M2 lors de l'essai 9

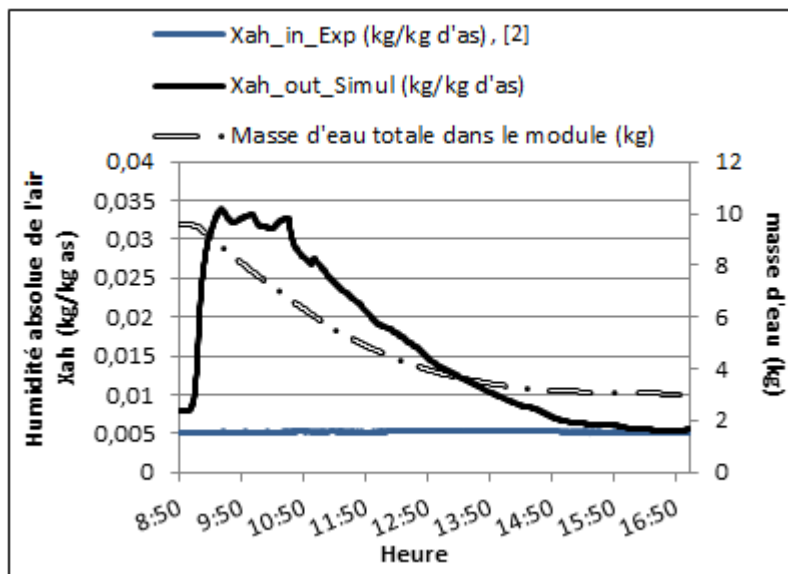


Figure III. 54 : Humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie du module de zéolithe et masse totale d'eau adsorbée lors de l'essai 9

L'utilisation d'un flux d'air moins chaud (120 °C) par comparaison à celui de l'essai 3 (180 °C) entraîne aussi une baisse d'environ 20 % de la masse d'eau désorbée (6.5 kg) au niveau de chaque module comme le montre la Figure III.54, malgré une durée de charge égale pour les 2 essais (8h). Ce résultat amène à conclure sur l'effet plus significatif de la température de l'air par rapport au débit de circulation sur la quantité d'eau désorbée et la perte de charge.

→ Essai 10 : Test de décharge (hydratation)

A la suite de l'essai de charge ci-dessus, un test de décharge des modules a été réalisé. Le but de cet essai, par rapport à l'essai de décharge précédemment réalisé (essai 4), est d'observer l'effet d'une diminution de l'humidité absolue de l'air sur l'évolution des variables caractéristiques des modules. Les paramètres de cet essai sont donc identiques à ceux de l'essai 4 et seule l'humidité absolue de l'air subit une variation et est fixée à la valeur à 7.5 g/kg as. Les résultats montrent que sur l'ensemble des variables mesurées, le modèle numérique est en bon accord avec les relevés expérimentaux avec une erreur moyenne de ± 2 °C sur la température de sortie de l'air, ± 3 Pa sur la perte de charge aux bornes des modules et ± 0.4 g/kg as sur l'humidité absolue à la sortie des modules. La Figure III.55 montre que le gain maximal de température de l'air entre l'entrée et la sortie est de 26 °C, ce qui est une diminution de 30% par rapport au résultat de l'essai 4 (38 °C). On constate par contre que la durée de décharge reste inchangée tout comme la perte de charge aux bornes de chacun des modules (Cf. Figure III.56).

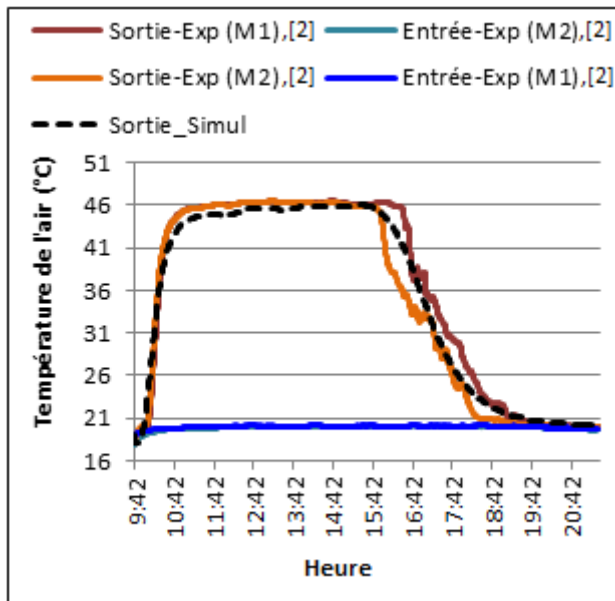


Figure III. 55 : Température de l'air à l'entrée et à la sortie des modules M1 et M2 lors de l'essai 10

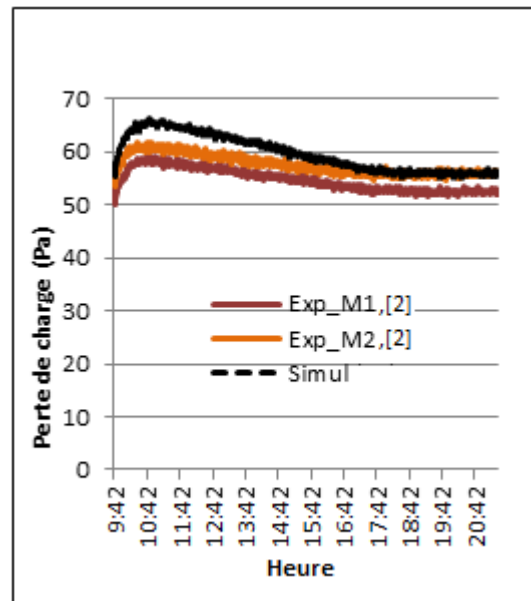


Figure III. 56 : Perte de charge aux bornes des modules M1 et M2 lors de l'essai 10

La Figure III.57 également une diminution de la masse d'eau adsorbée (5.7 kg) par chaque module par comparaison au résultat de l'essai 4 (8.3 kg). Les raisons principales pouvant être évoquées sont les suivantes : (i) l'état initial d'hydratation de la zéolithe : en effet avec une température de charge moins élevée (120 °C), la zéolithe en début d'essai 10 se trouve dans un état initial plus hydraté que celle de l'essai 4, et (ii) l'humidité absolue de l'air qui est plus faible pour cet essai.

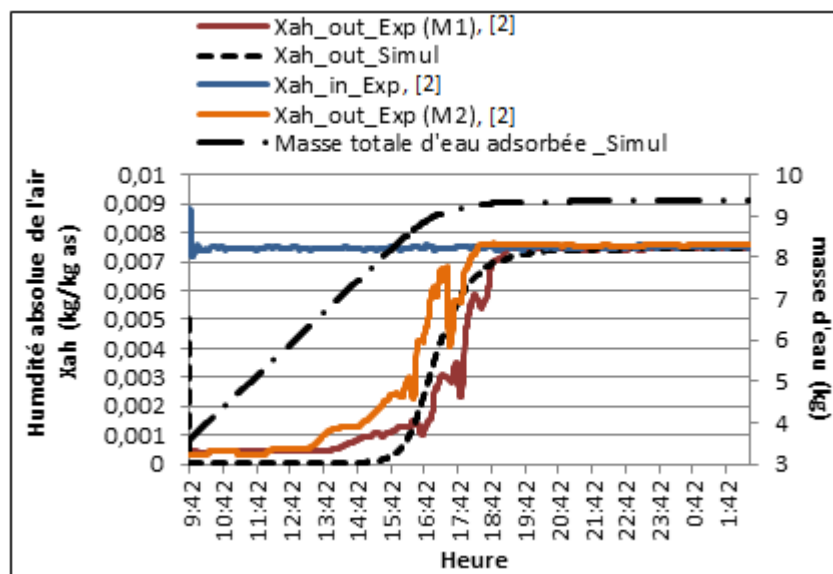


Figure III. 57 : Humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie des modules M1 et M2 et masse totale d'eau adsorbée lors de l'essai 10

c) Résultats des tests sur la configuration « M1 et M2 en série »

→ Essai 11 : Test de charge (déshydratation)

Les Figures III.58, III.59 et III.60 présentent les résultats de l'essai de charge des modules M1 et M2 montés en série. Les conditions de test pour l'air à l'entrée du banc expérimental sont les suivantes : température à 120 °C, humidité absolue à 3.5 g/kg as et débit de circulation égal à 180 m³/h. La Figure III.58 montre une relative bonne correspondance entre les résultats du modèle numérique et les relevés expérimentaux sur la température de l'air à la sortie de chacun des modules. L'erreur moyenne est de $\pm 1^\circ\text{C}$ sur les phases 1, 2, 3, et en fin d'essai, et de $\pm 5^\circ\text{C}$ sur le reste du test. On constate que celle à la sortie du M2 possède un palier plus long que celui du M1. La raison en est que la durée du processus de désorption est plus longue pour le M2 que pour le M1, en raison du phénomène de re-adsorption au sein de M2 d'une partie de la vapeur d'eau désorbée en M1.

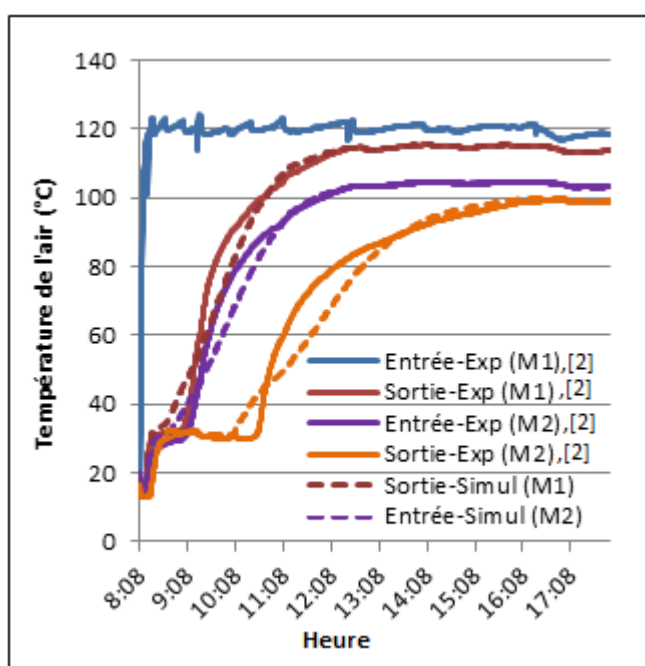


Figure III. 58 : Température de l'air à l'entrée et à la sortie des modules M1 et M2 lors de l'essai 11

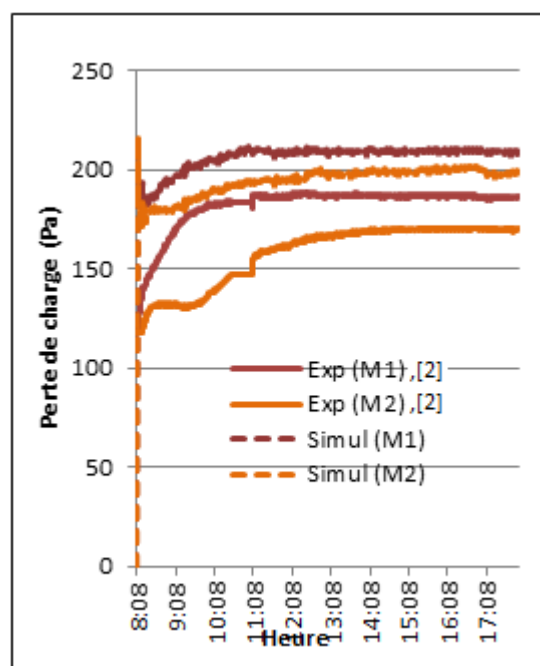


Figure III. 59 : Perte de charge aux bornes des modules M1 et M2 lors de l'essai 11

Ce phénomène est illustré au sein de la Figure III.60 où l'on voit la masse d'eau contenue dans le M2 croître en début d'essai. D'autre part, on constate également sur cette même figure que le contenu hydrique de chacun des modules en fin d'essai n'est pas le même. En effet, le M2 contient 3.2 kg d'eau en fin de test alors que le M1 n'en contient que 2.6 kg. L'explication est apportée par la Figure III.58 où l'on peut identifier que la température de l'air à l'entrée du M1 est beaucoup plus haute (120 °C) que celle à l'entrée du M2 ($< 105^\circ\text{C}$) à cause des pertes thermiques dans les canalisations et les modules. Cet écart de température permet également d'expliquer la différence de perte de charge aux bornes de chacun des modules observée sur la Figure III.59, en raison de la différence de vitesse d'écoulement et de viscosité cinématique du flux d'air au sein des 2 modules qu'elle induit.

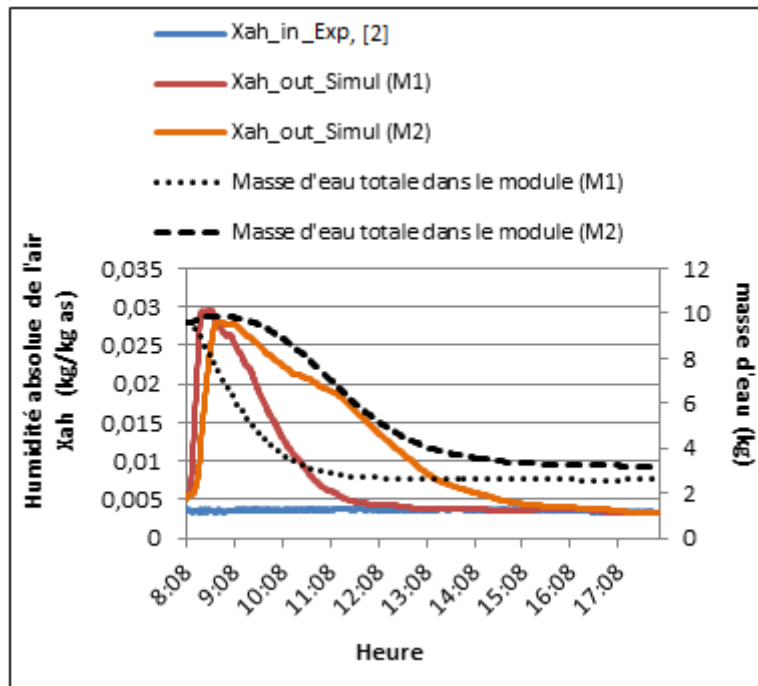


Figure III. 60 : Humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie des modules M1 et M2 et masse totale d'eau adsorbée lors de l'essai 11

→ Essai 12 : Test de décharge (hydratation)

Consécutif à l'essai de charge précédent, la décharge des modules M1 et M2 a été réalisée. Lors de cet essai, ceux-ci sont traversés chacun par un écoulement d'air à 20 °C, à 10 g/kg as d'humidité absolue et sous un débit volumique de 180 m³/h. La Figure III.61 montre une adéquation avec une erreur moyenne de ± 2 °C des résultats du modèle numérique sur les relevés expérimentaux sur la température de sortie de l'air. L'analyse des Figures III.61 et III.62 permet de distinguer 2 épisodes au déroulement de l'essai :

- épisode 1 : Sa durée de celui-ci est de 3.5 h en moyenne et durant celui-ci on constate que seul le M1 est en phase d'adsorption. Les résultats de la Figure III.62 viennent confirmer cette affirmation avec la masse d'eau dans le M1 en augmentation, et celle du M2 constante. La température de l'air à la sortie du M2 durant cet épisode est égale au gain de température obtenu à la suite du processus d'adsorption au sein du M1 soustraction faite des pertes thermiques imputables à l'inertie thermique des canalisations, de l'enveloppe métallique des modules, de la zéolithe contenue dans le M2 et de l'échange thermique avec l'extérieur.

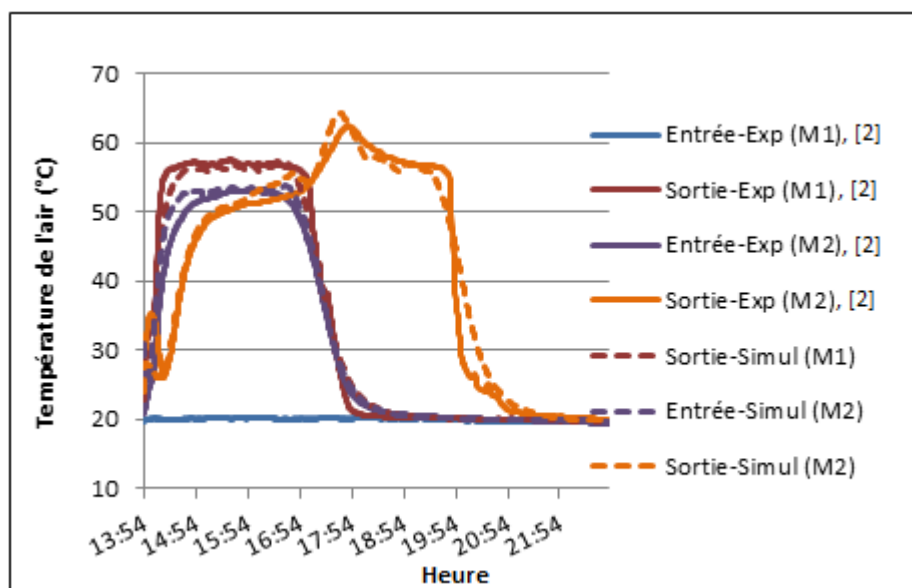


Figure III. 61 : Température de l'air à l'entrée et à la sortie des modules M1 et M2 lors de l'essai 12

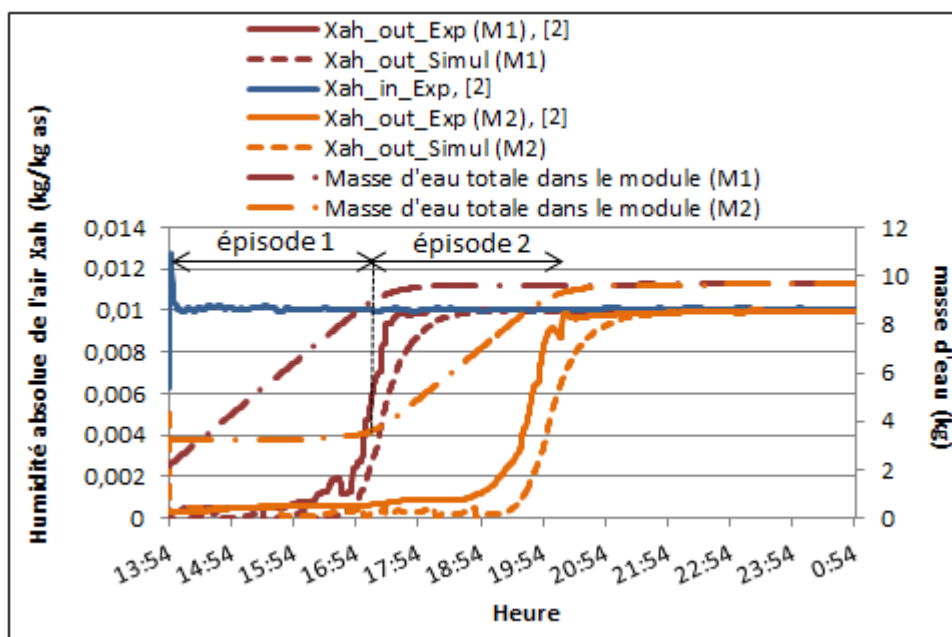


Figure III. 62 : Humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie des modules M1 et M2 et masse totale d'eau adsorbée lors de l'essai 12

Ce phénomène constitue l'un des principaux inconvénients de la configuration série. En effet le gain thermique obtenu suite au processus d'adsorption au sein d'un des modules en amont est dissipé au sein des modules aval. Ainsi la mise en série de stockage de chaleur n'est pas adaptée pour le chauffage de bâtiments résidentiels où une réponse rapide du dispositif est recherchée.

- épisode 2 : Celui-ci est consécutif à l'épisode 1 avec un début caractérisé par la baisse du processus d'adsorption au sein du M1 et le début de celui-ci au sein du M2. Ceci est illustré sur la courbe de température à la sortie du M2 par le saut observé coïncidant avec le début de descente de la courbe de température à la sortie du M1. La durée de cet épisode est

plus courte que celle de l'épisode précédent car la zéolithe au sein du M2 se trouve dans un état initial plus hydraté que celle du M1. En fin d'essai, la prise d'eau est de 7.5 kg et 6.5 kg respectivement pour les modules M1 et M2.

Les résultats de la Figure III.63 sur la perte de charge aux bornes de chacun des modules montrent une correspondance, avec une erreur moyenne de ± 5 Pa, entre le modèle numérique et les relevés expérimentaux. Comme lors de l'essai 2, la perte de charge aux bornes de chacun des modules est de 130 Pa en moyenne entre le début et la fin de l'essai.

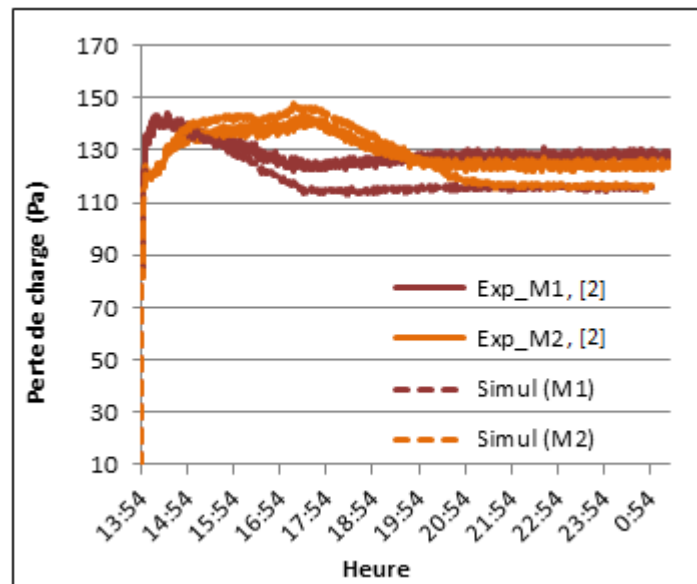


Figure III. 63 : Perte de charge aux bornes des modules M1 et M2 lors de l'essai 12

III.3.2.2 Exploitation des résultats expérimentaux : Analyse énergétique et exergetique

Ce paragraphe est consacré à l'analyse des performances thermiques (puissance et énergie stockée/déstockée) du réacteur de zéolithe à l'aide des résultats expérimentaux des essais 11 (charge) et 12 (décharge). Les variables (humidité absolue de l'air à la sortie des modules lors des tests de charge, débit de sortie, enthalpie spécifique à l'entrée et à la sortie, etc...) n'ayant pu être obtenues par mesures expérimentales sont calculées à l'aide du modèle numérique validé. Les essais 11 et 12 sont choisis sur l'ensemble des résultats présentés (§ III.3.3.1) afin de pouvoir étudier l'influence du M1 sur les performances du M2.

→ Essai 11 : Test de charge (déshydratation)

Les Figures III.64 et III.65 montrent les résultats l'analyse énergétique et exergetique de l'ensemble des 2 modules appliquée pour chacun d'eux sur le système zéolithe + enveloppe du module. L'interprétation des résultats de cet essai de charge montre que la puissance thermique échangée par convection au sein de chacun des modules fournit au système (zéolithe + enveloppe du module) d'une part la puissance nécessaire au processus de sorption (puissance énergétique de sorption) mais aussi celle dissipée sous forme de pertes

thermiques vers l'extérieur. La puissance thermique échangée par convection cause par conséquent le refroidissement de l'air qui en retour reçoit de l'énergie sous forme d'enthalpie de vapeur d'eau issue de la zéolithe à la suite du processus de désorption. La somme de ces 2 échanges est illustrée sur les Figures III.64 et III.65 par la puissance énergétique échangée avec l'air. La puissance énergétique de sorption du système est constituée par la puissance nécessaire à la rupture de la liaison zéolithe-eau et de l'enthalpie de vaporisation de cette eau.

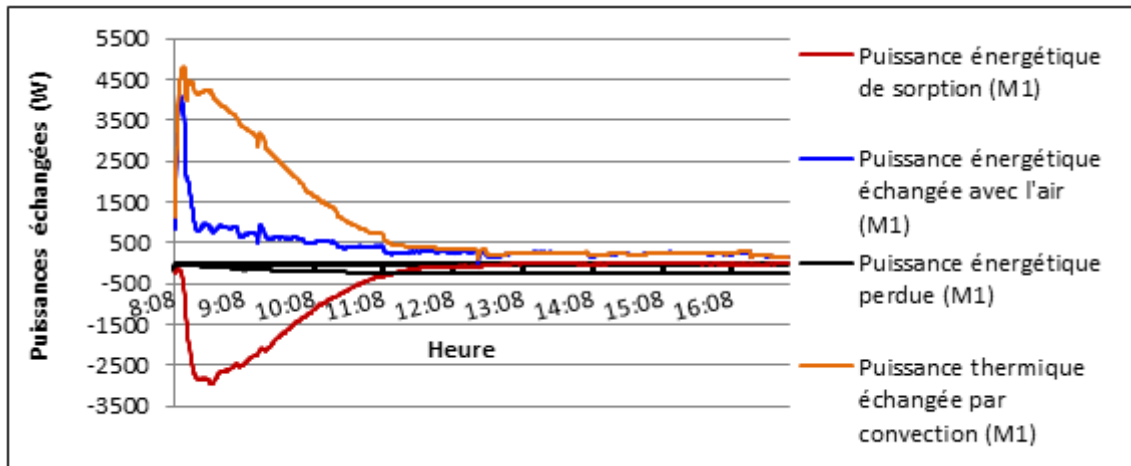


Figure III. 64 : Puissances énergétiques échangées au sein du module M1 lors de l'essai 11

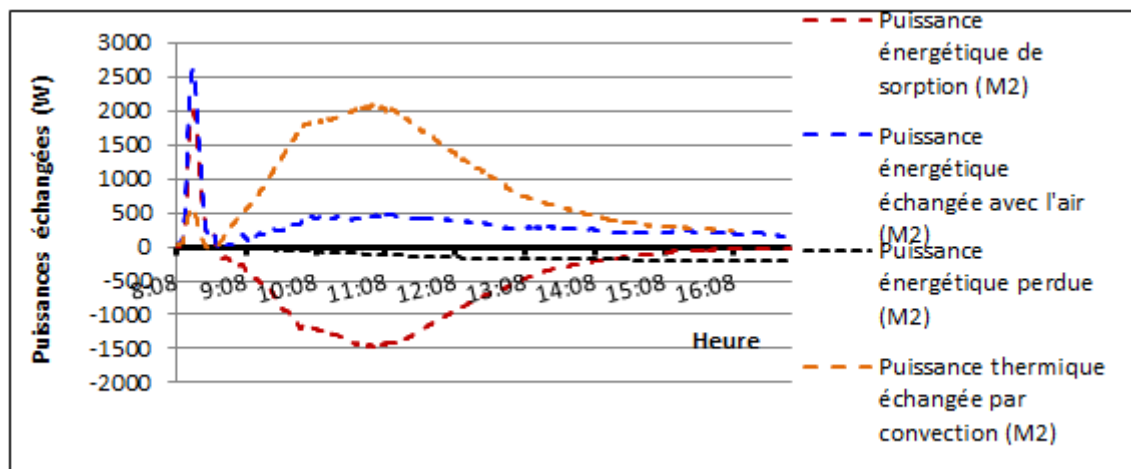


Figure III. 65 : Puissances énergétiques échangées au sein du module M2 lors de l'essai 11

La comparaison des puissances énergétiques de sorption générées au sein des 2 modules montre que celle du M1 est plus élevée que celle du M2. L'explication à ce phénomène est apportée par la Figure II.16 (Cf. § II.4.3.1.6). En effet, le fait que l'air admis dans le M1 soit plus chaud que celui admis dans le M2, la zéolithe plus chaude au sein de M1 aura une capacité de sorption maximale plus faible de celle du M2. Ceci a pour résultat une vitesse de sorption plus élevée pour le M1 que pour le M2, et par conséquent une puissance énergétique de sorption également plus élevée. L'intégration de cette puissance de sorption sur la durée de l'essai fournit pour le M1 (resp. le M2) une énergie de 4.92 kWh (resp. 4.35 kWh), ce qui correspond à une densité énergétique de 117.14 kWh/m³ de zéolithe (resp. 103.57 kWh/m³ de zéolithe) ou 80.20 kWh/m³ de réacteur (resp. 70.90 kWh/m³ de réacteur).

Ces valeurs sont en accord avec les données fournies par la littérature sur ces types de systèmes [28].

Les résultats de l'analyse exergetique conduite sur les résultats de l'essai 11 sont présentés sur les Figures III.66 et III.67. On identifie pour les 2 modules que l'échange thermique convectif avec l'air (puissance exergetique changée par convection) constitue une source d'apport d'exergie au sein du système.

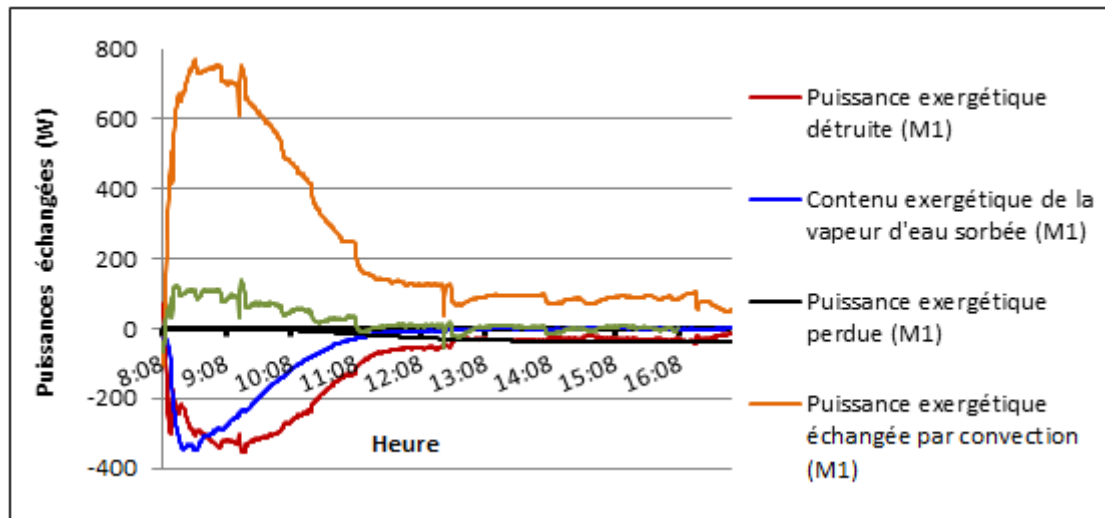


Figure III. 66 : Puissances exergetiques échangées au sein du module M1 lors de l'essai 11

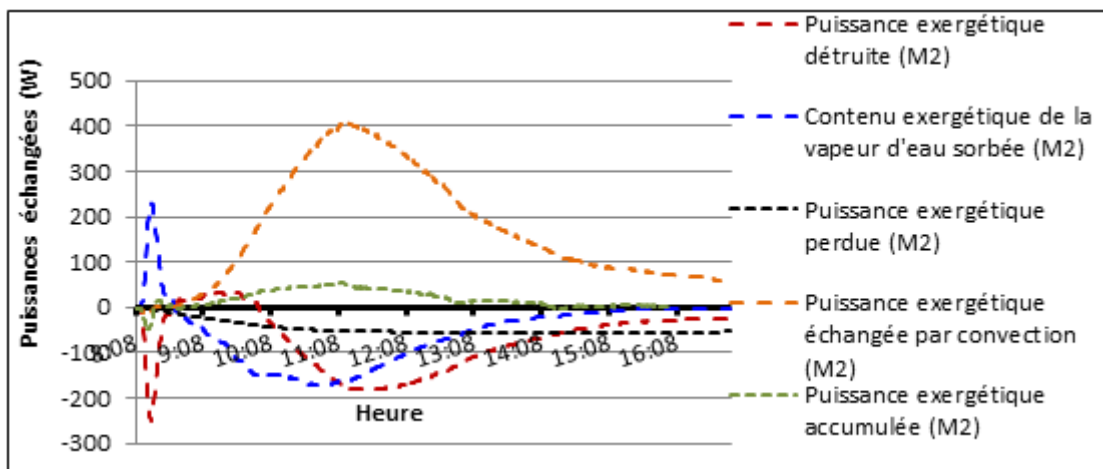


Figure III. 67 : Puissances exergetiques échangées au sein du module M2 lors de l'essai 11

On constate également que la destruction d'exergie au sein des 2 modules est considérable. Elle constitue 47 % en moyenne de l'apport d'exergie pour le M1 et 40 % en moyenne pour le M2. Par contre, l'exergie stockée sous forme thermochimique reste faible (~10 % pour les 2 modules).

L'efficacité énergétique, qui représente le rapport entre l'énergie absorbée par le processus chimique sur l'énergie échangée par convection avec l'air, montre une efficacité de 60 % en moyenne pour les 2 modules (Cf. Figure III.68). L'efficacité exergetique correspondante (rapport entre l'exergie échangée sous forme de vapeur d'eau et l'apport exergetique sous forme d'échange convectif) montre une valeur plus faible (~30 % en

moyenne pour les 2 modules) en raison de la destruction considérable d'exergie ayant lieu au sein de ceux-ci.

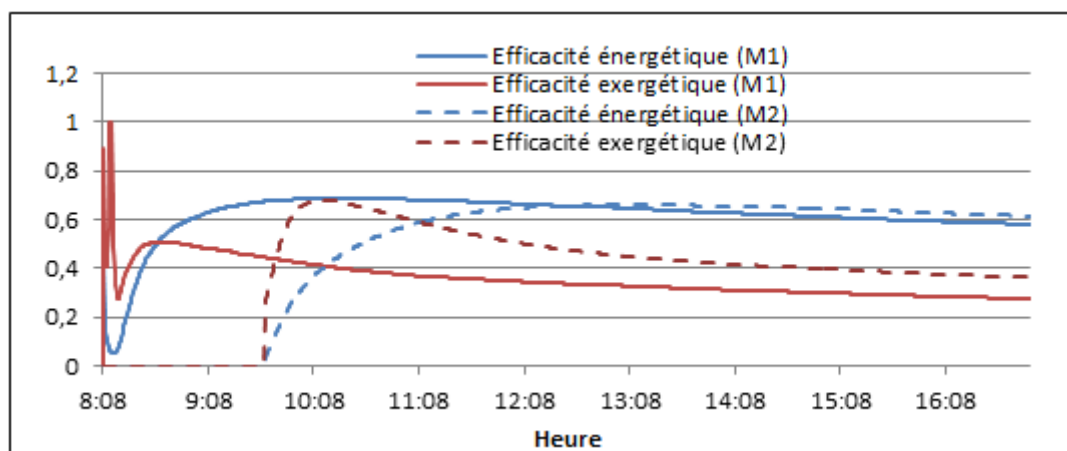


Figure III. 68: Efficacité énergétique et exergetique des modules M1 et M2 lors de l'essai 11

→ Essai 12 : Test de décharge (hydratation)

Les Figures III.69 et III.70 montrent les résultats des analyses énergétique et exergetique de l'essai 12 (Cf. Tableau III.5) portant sur la décharge des modules M1 et M2.

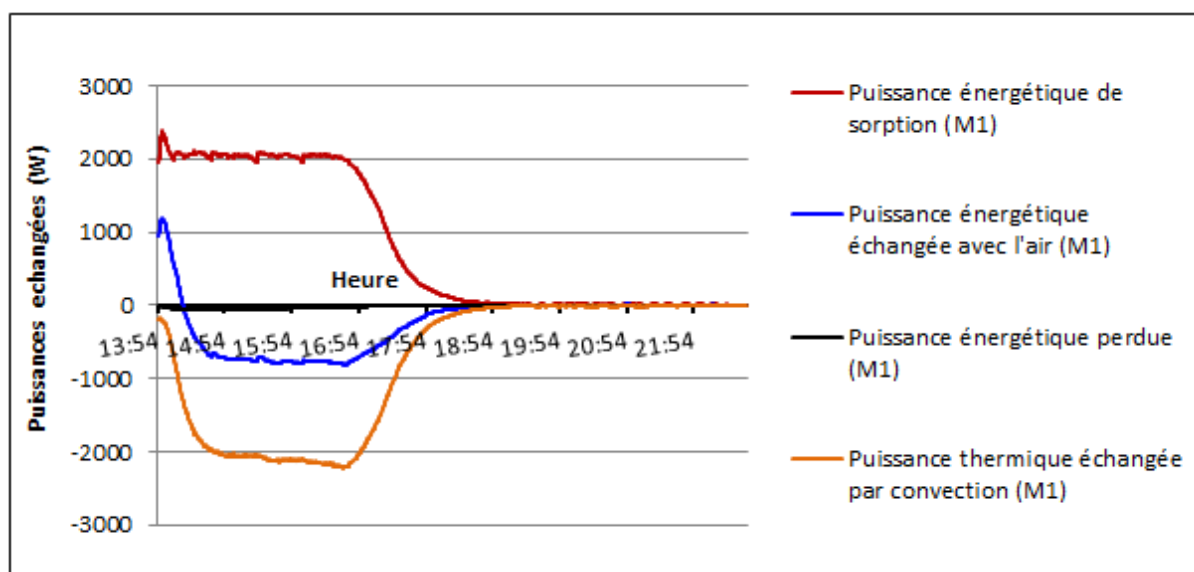


Figure III. 69 : Puissances énergétiques échangées au sein du module M1 lors de l'essai 12

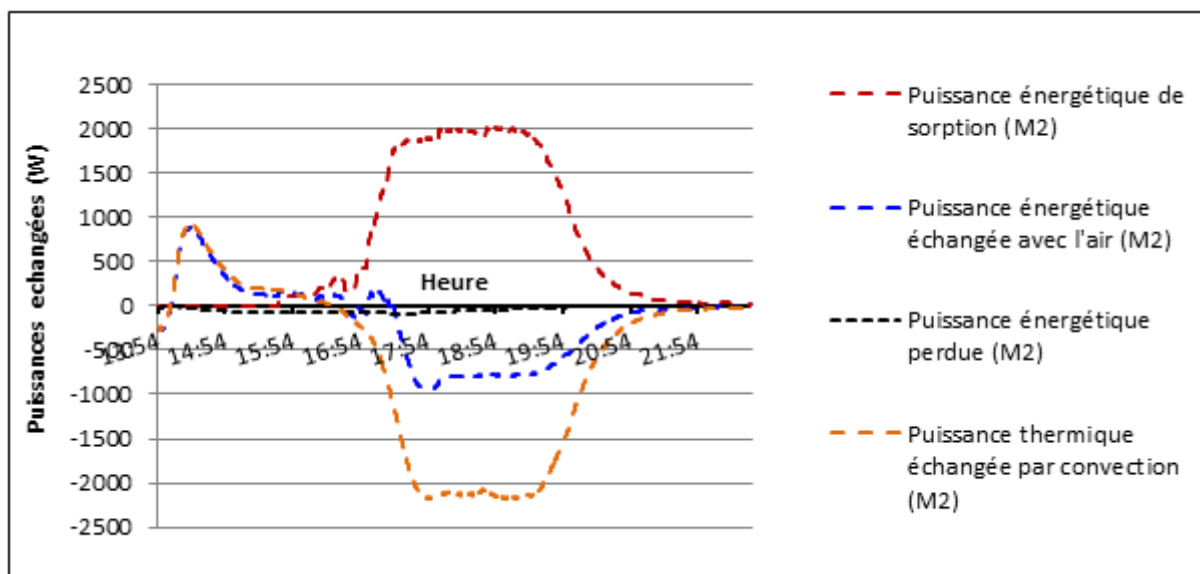


Figure III. 70 : Puissances énergétiques échangées au sein du module M2 lors de l'essai 12

Le système (zéolithe + enveloppe des modules) sur lequel repose cette analyse reste le même que dans le cas précédent. Les résultats issus de l'analyse énergétique montre que pour chacun des modules, la chaleur produite (~ 2 kW) par le processus de sorption (puissance énergétique de sorption) est principalement transmise par convection à l'écoulement d'air. En effet, l'isolation thermique des modules limite considérablement les pertes thermiques ($< 3\%$) vers l'extérieur, favorisant ainsi la montée en température de l'air. La densité de puissance thermique fournie par chacun des modules à l'air les traversant est d'environ 50 W/kg de zéolithe, avec un gain maximal de température de 38°C en moyenne entre l'entrée et la sortie.

L'analyse de la variation de la puissance énergétique échangée avec l'air pour le M1 (qui représente la somme entre la puissance thermique échangée par convection et la puissance de la vapeur d'eau sorbée) montre dans un premier temps, que la cinétique de sorption est très rapide devant les transferts thermiques. En effet on constate en début d'essai pour le M1 que cette puissance est positive car l'air à cet instant à la sortie du module, a presque perdu toute sa vapeur d'eau par sorption et se trouve à la même température que les billes de zéolithe situées en aval du lit. En effet, la puissance générée par le processus de sorption au sein des zéolithes situés en amont du lit est dissipée au sein du lit pour sa montée en température et à travers les parois du module. Puis avec l'avancement du processus de sorption dans le lit, la puissance générée par celui-ci et cédée par convection par la zéolithe à l'air va croître jusqu'à inversion du sens de l'échange entre ces derniers. La valeur minimale atteinte est de -760 W. L'analyse des courbes de la Figure III.70 permet d'identifier en début d'essai un apport thermique par convection au module M2 par l'écoulement issu du M1.

Les Figures III.71 et III.72 montrent les puissances exergétiques mises en jeu au sein des modules M1 et M2 lors de cet essai de décharge. On constate pour chacun des modules, un apport d'exergie (~ 343 kW pour le M1 et ~ 326 kW pour le M2) sous la forme de vapeur d'eau sorbée. Cette exergie est re-échangée avec l'air sous la forme d'échange thermique par convection (44 %) et dégradée au sein du système sous la forme d'exergie détruite (56 %). Par comparaison, l'exergie dissipée sous forme de pertes thermiques et l'accumulation d'exergie

sous forme de chaleur sensible ou de potentiel chimique au sein du système sont négligeables (5 %).

L'efficacité énergétique et exergetique des modules est représentée par la Figure III.73. Sur celle-ci on peut voir que l'efficacité énergétique, qui représente le rapport entre l'énergie transmise par convection à l'air et l'énergie générée par le processus de sorption, est excellent ($> 95\%$) pour les 2 modules. Ceci témoigne à la fois d'une bonne isolation et d'une parfaite étanchéité du système. L'efficacité exergetique qui représente le rapport entre l'exergie transmise par convection à l'air et l'apport d'exergie sous forme de vapeur d'eau au sein du système est plus faible ($\sim 40\%$ pour les 2 modules), conséquence directe de l'importante destruction d'exergie au sein de celui-ci.

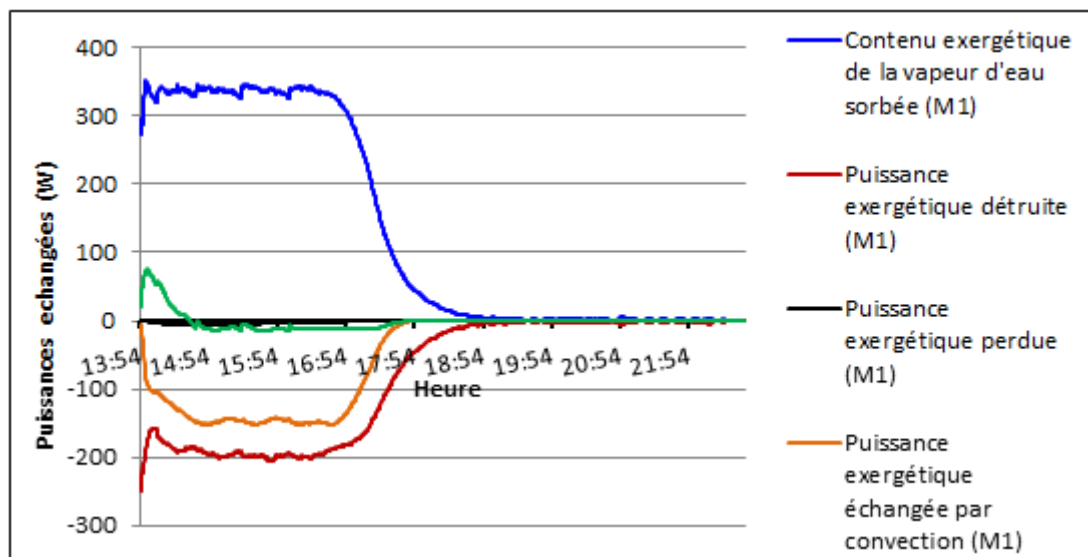


Figure III. 71 : Puissances exergetiques échangées au sein du module M1 lors de l'essai 12

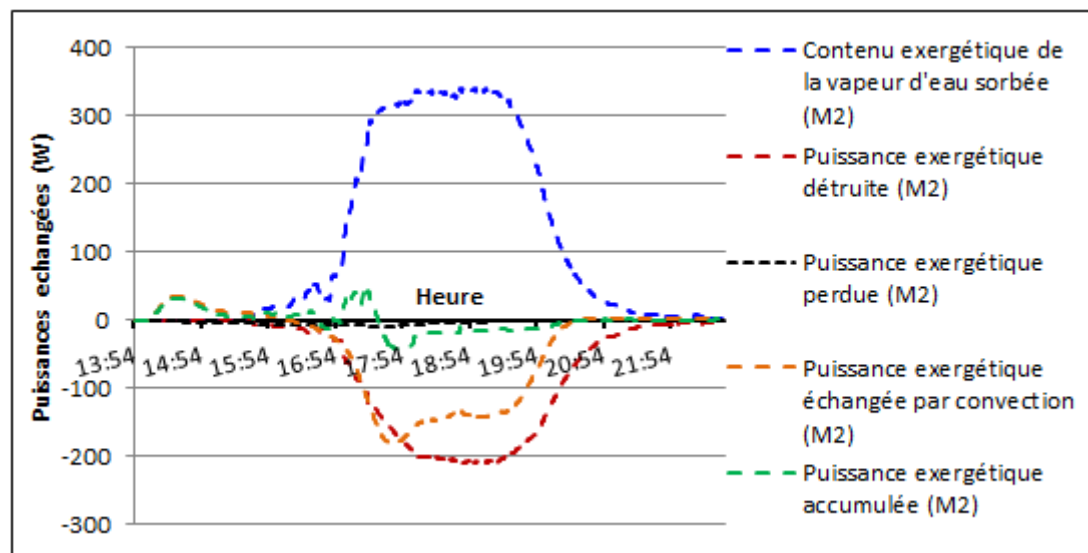


Figure III. 72 : Puissances exergetiques échangées au sein du module M2 lors de l'essai 12

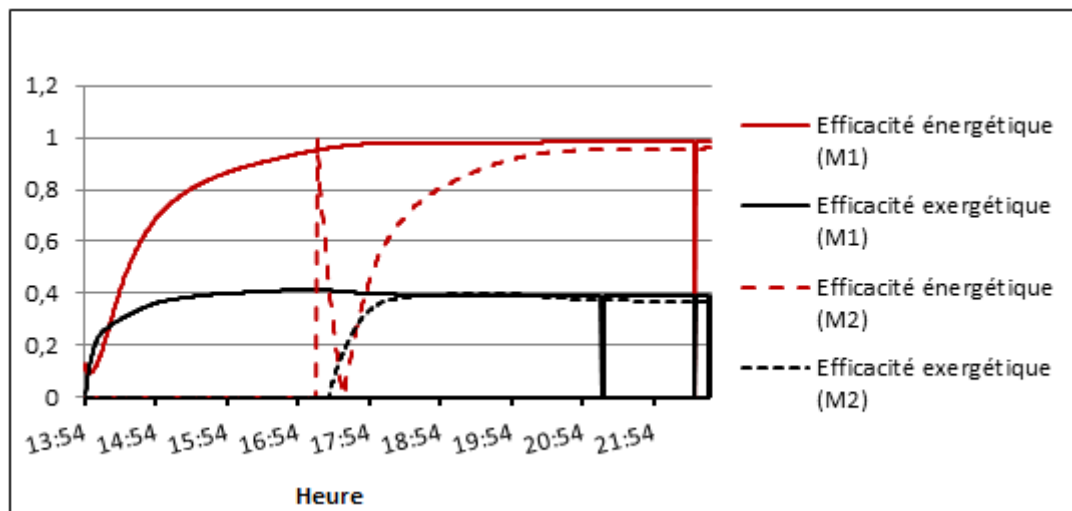


Figure III. 73 : Efficacités énergétique et exergetique des modules M1 et M2 lors de l'essai 12

III.4. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté l'expérimentation et la validation du modèle numérique du fonctionnement d'un capteur solaire thermique à tube sous-vide et d'un prototype de réacteur de sorption contenant 40 kg de zéolithe. Pour chacun de ces composants, différentes expérimentations ont été menées sur des prototypes, afin de mieux comprendre les phénomènes mis en jeu et pouvoir déterminer ainsi leurs performances thermiques.

Pour le capteur solaire, la validation du modèle numérique à l'aide de l'expérimentation a permis de montrer qu'avec un débit de circulation inférieur à $6 \text{ Nm}^3/\text{h}$, le capteur solaire à tube sous-vide permettait, même sous des conditions météorologiques défavorables, d'atteindre des niveaux de température suffisants ($>120^\circ\text{C}$) pour le processus de désorption au sein du réacteur de zéolithe. La configuration à tube axial adoptée au sein de chaque tube du capteur permet une intensification des transferts thermiques afin d'assurer une montée en température rapide de l'air malgré sa faible conductivité thermique. Toutefois, les tests expérimentaux ont également permis d'identifier des pertes de charges élevées ($>8000 \text{ Pa}$) pour les débits testés. La simulation numérique a permis de montrer que celles-ci étaient générées principalement par les singularités (coudes, changements de section) du circuit d'écoulement. Ce résultat qui constitue le principal inconvénient du système (capteur solaire à configuration axiale) qui a été développé est étudié au sein du chapitre suivant en vue d'une minimisation de la perte de charge générée par le circuit, sans altération des performances thermiques du capteur.

L'expérimentation menée sur le prototype de réacteur de zéolithe fonctionnant sous air humide a permis d'identifier une densité énergétique moyenne de 110 kWh/m^3 lors des tests qui ont été menés. La validation du modèle numérique par les relevés expérimentaux a permis de mettre en évidence l'existence d'un front de sorption, qui se déplace au sein de la couche de zéolithe. Ce front de sorption est caractérisé par l'évolution successive de la température de l'air au sein du lit (dans la direction parallèle à l'écoulement d'air humide), jusqu'à sa

température d'entrée. Les résultats sur la décharge (température d'entrée de 20 °C, débit de circulation de 180 m³/h, humidité absolue de 10 g/kg as) des modules a permis d'identifier un gain maximal de température de 38 °C, avec une puissance thermique transmise à l'air sous la forme d'un échange thermique convectif pouvant aller jusqu'à 2 kW.

Références

- [1] J. Recco. Conception et Expérimentation d'un banc de tests de capteurs solaires sous-vide à air. Université de Savoie. 2013. 30pp.
- [2] Centre Technique des Industries Aérauliques et Thermiques (CETIAT). <http://www.cetiat.fr/>.
- [3] Electricité de France (EDF). OSMOSYS-EDF : plate-forme de simulation. <http://france.edf.com/france-45634.html>.
- [4] E. Zambolin, D. Del Col. An improved procedure for the experimental characterization of optical efficiency in evacuated tube solar collectors. *Renewable Energy* 2012;43:37-46.
- [5] J. A. Goff, S. Gratch. Thermodynamic Properties of Moist Air. *ASHVE Trans.* 51. 1945.
- [6] V. Badescu. Maximum conversion efficiency for the utilization of multiply scattered solar-radiation. *Journal of Physics D-Applied Physics* 1991;24:1882-1885.
- [7] R. F. Boehm. Maximum performance of solar heat engines. *Applied Energy* 1986;23:281-296.
- [8] S. K. Chaturvedi, D. T. Chen, A. Kheireddine. Thermal performance of a variable capacity direct expansion solar-assisted heat pump. *Energy Conversion and Management* 1998;39:181-191.
- [9] A. Hepbasli. Exergetic modeling and assessment of solar assisted domestic hot water tank integrated ground-source heat pump systems for residences. *Energy and Buildings* 2007;39:1211-1217.
- [10] O. Kara, K. Ulgen, A. Hepbasli. Exergetic assessment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems: Review and modeling. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 2008;12:1383-1401.
- [11] M. Karakilcik, I. Dincer. Exergetic performance analysis of a solar pond. *International Journal of Thermal Sciences* 2008;47:93-102.
- [12] P. T. Landsberg, G. Tonge. Thermodynamics of the conversion of diluted radiation. *Journal of Physics a-Mathematical and General* 1979;12:551-562.
- [13] M. Ozturk, N. C. Bezir, N. Ozek. Optical, energetic and exergetic analyses of parabolic trough collectors. *Chinese Physics Letters* 2007;24:1787-1790.
- [14] M. Pons. Exergy analysis of solar collectors, from incident radiation to dissipation. *Renewable Energy* 2012;47:194-202.
- [15] S. E. Wright. Comparative analysis of the entropy of radiative heat transfer and heat conduction. *International Journal of Thermodynamics* 2007a;10: 27-35.
- [16] N. Eskin. Transient performance analysis of cylindrical parabolic concentrating collectors and comparison with experimental results. *Energy Conversion and Management* 1999;40:175-191.
- [17] N. Eskin. Performance analysis of a solar process heat system. *Energy Conversion and Management* 2000;41:1141-1154.
- [18] M. Pons. Analysis of the adsorption cycles with thermal regeneration based on the entropic mean temperatures. *Applied Thermal Engineering* 1997;17:615-627.
- [19] Y. You, E. J. Hu. A medium-temperature solar thermal power system and its efficiency optimisation. *Applied Thermal Engineering* 2002;22:357-364.
- [20] M. Planck. The theory of heat radiation: The history of modern physics 1800-1950. *Physics A10*. New York. Tomash Publishers. Volume 11. 1988.
- [21] A. H. Abedin, M. A. Rosen. Assessment of a closed thermochemical energy storage using energy and exergy methods. *Applied Energy* 2012;93.
- [22] B. Mette, H. Kerskes, H. Drueck, H. Mueller-Steinhagen. New highly efficient regeneration process for thermochemical energy storage. *Applied Energy* 2013;109:352-359.

- [23] S. Hongois, F. Kuznik, P. Stevens, J.-J. Roux. Development and characterisation of a new MgSO_4 -zeolite composite for long-term thermal energy storage. *Solar Energy Materials and Solar Cells* 2011;95:1831-1837.
- [24] B. Mette, H. Kerskes, H. Drück. Process and reactor design for thermo-chemical energy stores. In: ISES Solar World Congress. 2011
- [25] P. Tatsidjodoung, N. Le Pierres, L. Luo. A review of potential materials for thermal energy storage in building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2013;18:327-349.
- [26] J. Jänchen, H. Stachb. Adsorption properties of porous materials for solar thermal energy storage and heat pump applications. In: International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry. 2012
- [27] M. Shukuya, A. Hammache. Introduction to the Concept of Exergy - for a Better Understanding of Low-Temperature-Heating and High-Temperature-Cooling Systems. 2002. Submitted to IEA ANNEX37 "Low Exergy Systems for Heating and Cooling of Buildings" Report at:
http://www.google.fr/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&ved=0C DUQFjAA&url=http%3A%2F%2Fwww.vtt.fi%2Finf%2Fpdf%2Ftiedotteet%2F2002%2FT2158.pdf&ei=DT0UU8-sC_Lo7AbRyoCYAQ&usg=AFQjCNHpYcPb3ijCX6eq4mF1a549Rfk6Xg&bvm=bv.61965928,d.ZGU
- [28] N. Yu, R. Z. Wang, L. W. Wang. Sorption thermal storage for solar energy. *Progress in Energy and Combustion Science* 2013;39:489-514.

Chapitre IV

Analyse des performances des composants du SSCS – Étude de cas

IV.1. Introduction

Ce chapitre présente une étude théorique des performances des composants du SSCS dont les expérimentations ont été menées au sein du chapitre précédent. Des simulations numériques sont conduites à partir des modèles mathématiques de ces composants afin d'observer et dégager l'effet de paramètres significatifs sur leurs performances. Ces analyses ont pour objectif le dimensionnement de ces composants en vue de l'étude du fonctionnement du SSCS au sein d'une étude de cas.

IV.2. Analyse des performances

IV.2.1 Méthodologie

Cette section est consacrée à l'analyse des performances de 2 des composants principaux du SSCS que sont le stockage de zéolithe, le capteur solaire thermique à tubes sous-vide suivant des paramètres de fonctionnement liés à l'atteinte des performances attendus du SSCS (puissance cible, énergie stockée). Il s'agit pendant la phase de charge, d'étudier l'influence de paramètres tels que le débit de circulation d'air, le nombre de tubes sous-vide et la surface de capteur solaire sur la capacité de charge du SSCS suivant des conditions météorologiques données. Le but est, à partir des paramètres précédemment cités, de permettre une charge suffisante du stockage de zéolithe ($X_z < 100$ g d'eau/kg de zéolithe) et une minimisation de la perte de charge (et par conséquent de la consommation énergétique du ventilateur) au sein du système. L'analyse des performances en phase de décharge porte principalement sur l'interaction entre des paramètres tels que le débit de circulation d'air et son humidité absolue sur la puissance thermique maximale délivrable par le stockage de zéolithe.

IV.2.2 Analyse en phase de charge

L'expérimentation sur le stockage de zéolithe en phase de charge a montré que la température de l'air, de même que son humidité absolue, ont une influence sur le taux de charge du stockage en fin de processus. D'autre part, l'expérimentation sur le capteur solaire (Cf. § III.2.3) a montré que le débit de circulation d'air a une influence significative à la fois sur la température de sortie de l'air et la perte de charge aux bornes du capteur solaire. Dès lors, l'analyse menée au sein de ce paragraphe porte sur l'interaction entre ces différents paramètres pour l'atteinte des objectifs fixés pour le SSCS en phase de charge.

IV.2.2.1. Etude de l'effet de la température et de l'humidité absolue de l'air sur la charge du stockage de zéolithe

A l'issue du processus de désorption du stockage de zéolithe, la détermination de la fraction massique d'eau de la zéolithe permet à la fois d'identifier l'état de la zéolithe et d'estimer l'efficacité du processus. Cette grandeur permet la détermination de la quantité d'eau désorbée par le processus de sorption au sein de la zéolithe. La Figure IV.1 montre

l'influence de l'humidité de l'air et de sa température sur la fraction massique d'eau de 100 kg de zéolithes contenues dans un module. Le résultat principal qui y est illustré est celui de la baisse de la fraction massique d'eau de la zéolithe en fin de désorption avec l'augmentation de la température de l'air et la baisse de son humidité absolue.

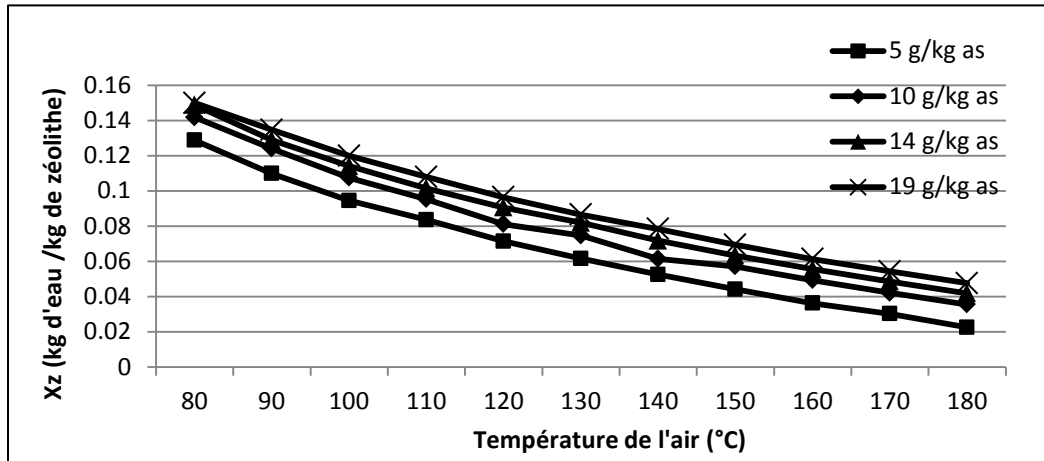


Figure IV. 1 : Evolution de la fraction massique d'eau en fin de charge en fonction de l'humidité absolue et de la température de l'air sur 100 kg de zéolithe, sous un débit d'air de 180 m³/h

En effet pour un flux d'air d'humidité absolue comprise dans l'intervalle [3-8 g/kg as] (cas de la zone H1c en hiver, voir Figure IV.2) et admis en écoulement dans le stockage de zéolithe, sa température minimale pour garantir une fraction massique d'eau de zéolithe inférieure à 0.10 kg/kg de zéolithe est de 105 °C.

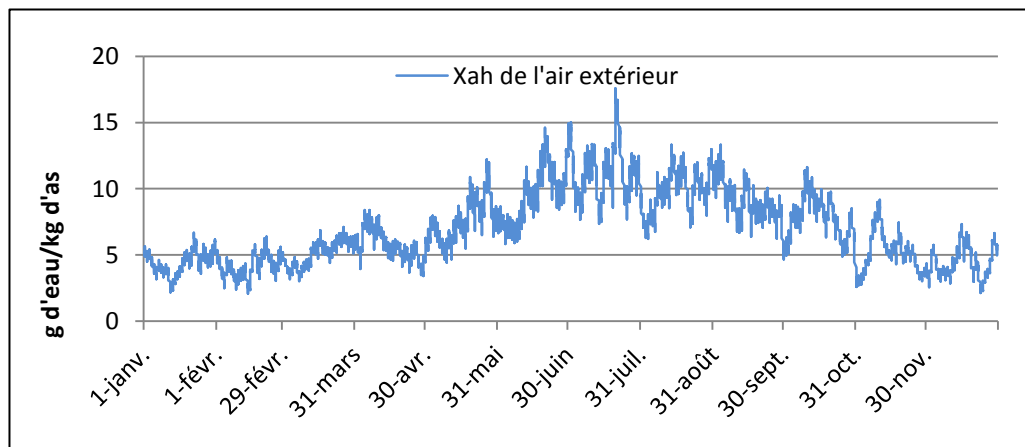


Figure IV. 2 : Evolution annuelle de l'humidité absolue de l'air ambiant dans la zone climatique H1c

Le même raisonnement appliqué à un écoulement d'air d'humidité absolue [8-14 g/kg as] (cas de la zone H1c en été, voir Figure IV.2) conduit au résultat de 110 °C. Le résultat de cette analyse amène à conclure sur la nécessité de disposer d'une surface de capteur solaire thermique permettant de garantir pour un débit d'écoulement donné, une température de sortie d'air supérieure à 110 °C.

IV.2.2.2. Effet du diamètre du tube d'admission

Les Figures IV.3 et IV.4 montrent l'effet d'une variation du diamètre du tube d'admission des tubes sous-vide du capteur solaire thermique sur la perte de charge et la température de sortie de l'air du capteur, pour un rayonnement solaire global normal constant de 700 W/m^2 , une température d'entrée d'air constante de 25°C et un débit volumique constant ($5 \text{ Nm}^3/\text{h}$). La valeur de 700 W/m^2 est admise ici comme valeur moyenne pour le rayonnement global au cours d'une journée d'été au sein de la zone H1c. On observe sur la Figure IV.3 une diminution de la perte de charge linéaire au sein du tube d'admission, de même qu'une diminution des pertes de charge singulières, avec l'augmentation du diamètre de ce tube d'admission. Inversement, la perte de charge linéaire de l'écoulement au sein de l'espace annulaire (formé par le tube d'admission et le tube de verre interne) croît avec l'augmentation du diamètre du tube d'admission. Il en résulte par combinaison de ces 2 phénomènes, une diminution de la perte de charge totale aux bornes du capteur avec l'augmentation du tube d'admission jusqu'à une valeur à partir de laquelle on enregistre une inversion de variation et une croissance de cette perte de charge avec l'augmentation du diamètre du tube d'admission. Cette valeur (20 mm) constitue l'optimum pour la minimisation de la perte de charge aux bornes du capteur solaire.

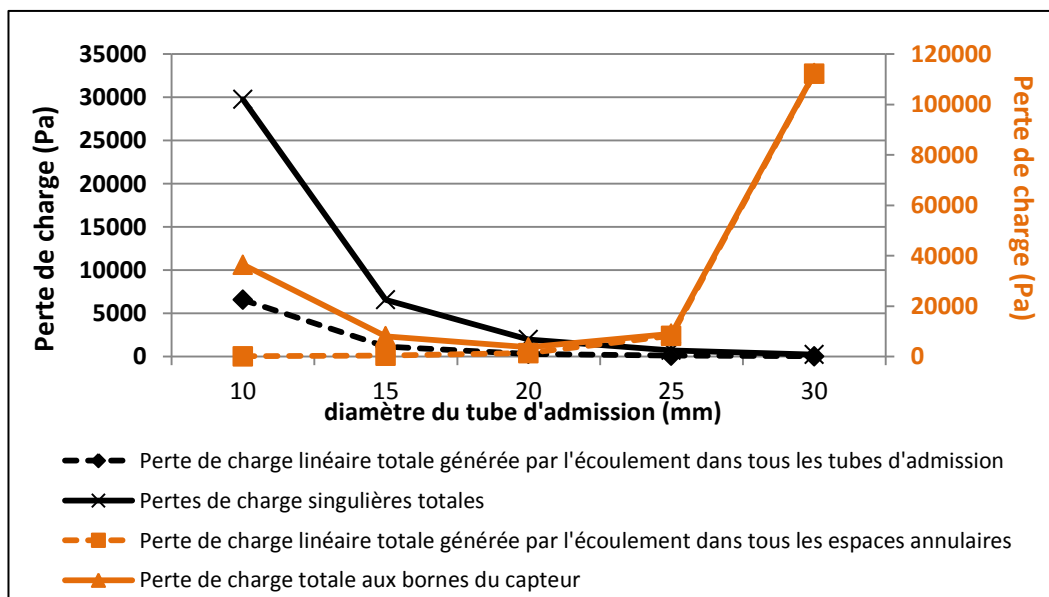


Figure IV. 3 : Influence du diamètre du tube d'admission sur la perte de charge au sein du capteur (Rayonnement = 700 W/m^2 , débit volumique = $5 \text{ Nm}^3/\text{h}$)

La Figure IV.4 montre que sous l'effet de l'augmentation du diamètre du tube d'admission, on enregistre également une augmentation de la température de sortie de l'air du capteur dû à l'effet simultané du gain de puissance thermique pour l'air dans le tube d'admission suite à l'augmentation de la surface d'échange (dû à l'augmentation du diamètre), et de la perte de puissance dans l'espace annulaire entre l'air sortant et la paroi du tube d'admission pour les mêmes raisons. Toutefois, cette augmentation reste relativement faible ($\sim 8^\circ\text{C}$) dans la plage de variation considérée.

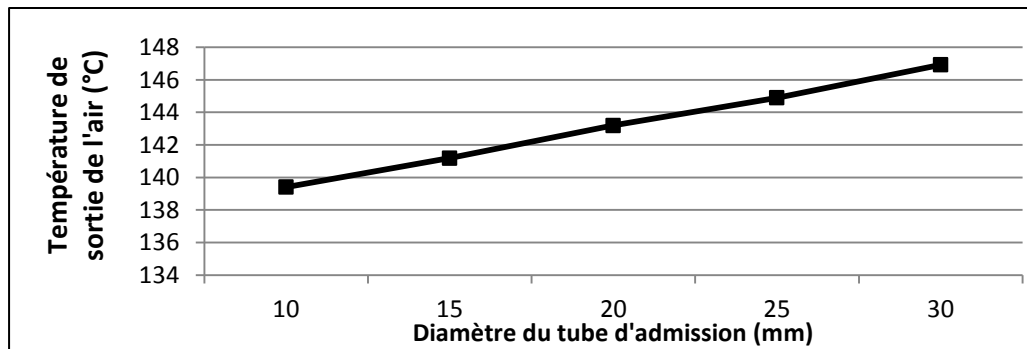


Figure IV. 4 : Influence du diamètre du tube d'admission sur la température de sortie de l'air du capteur (Rayonnement = 700 W/m^2 , débit volumique = $5 \text{ Nm}^3/\text{h}$)

Il se dégage des résultats de ce paragraphe que le diamètre du tube d'admission d'air peut être considéré comme n'ayant d'effet significatif que sur la perte de charge aux bornes du capteur solaire, avec une valeur optimum égale à 20 mm pour laquelle cette perte de charge est minimale. Celle-ci est adoptée pour les analyses suivantes portant sur la capteur solaire thermique.

IV.2.2.3. Effet du nombre et tube et du débit de circulation d'air

Les Figures IV.5 et IV.6 montrent l'effet d'une variation du nombre de tubes (montés en série) du capteur solaire et du débit de circulation de l'air sur la température de sortie de l'air et la perte de charge aux bornes de celui-ci. Comme annoncé, le diamètre du tube d'admission d'air pour cette étude paramétrique est pris égal 20 mm. Le rayonnement solaire est pris égal à 700 W/m^2 . On observe sur la Figure IV.5 une augmentation de la température de sortie de l'air avec l'augmentation du nombre de tubes du capteur. Avec pour chaque débit, un nombre de tube maximal à partir duquel on n'enregistre plus d'augmentation significative de la température de sortie de l'air.

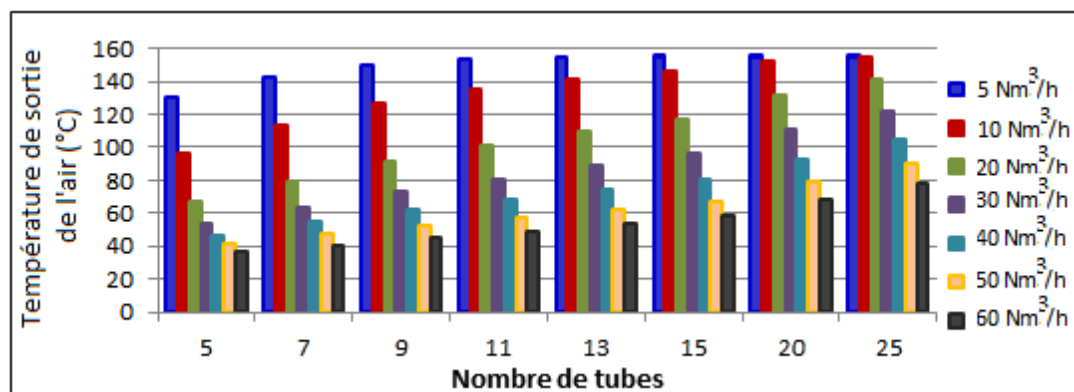


Figure IV. 5 : Evolution de la température de sortie de l'air en fonction du nombre du tube, à rayonnement global ($I = 700 \text{ W/m}^2$) et température d'entrée de l'air (25°C) constants

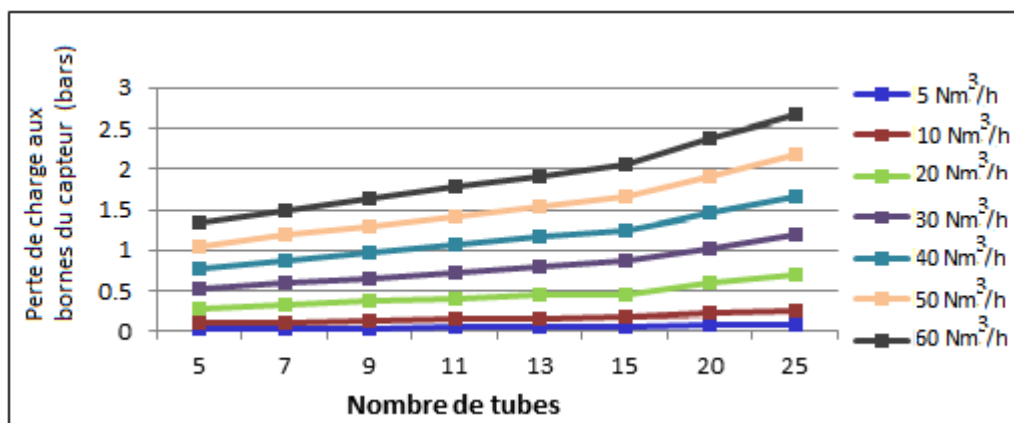


Figure IV. 6 : Evolution de la perte de charge aux bornes du capteur en fonction du nombre du tube, à rayonnement global ($I = 700 \text{ W/m}^2$) et température d'entré de l'air (25°C)

Toutefois, la Figure IV.6 montre qu'une augmentation du nombre de tube et du débit de circulation provoque une hausse significative de la perte de charge aux bornes du capteur. L'analyse montre une hausse moyenne de 10 % pour toute augmentation du nombre de tube égale à 3. Les résultats de la Figure IV.5 montrent que le débit d'air circulant dans le capteur solaire doit être inférieur à $30 \text{ m}^3/\text{h}$ pour garantir une température de sortie d'air supérieure à 110°C (objectif de température de charge fixé au § IV.2.2.1) en phase de charge du stockage de zéolithe. Toutefois, afin de minimiser les pertes de charges au bornes de celui-ci, il est indispensable de limiter le nombre de tubes du capteur de même le débit de circulation d'air au sein de celui-ci. Le compromis qui se dégage de cette analyse de sensibilité correspond à un nombre de tubes égal à 12 pour un débit de circulation égal à $10 \text{ m}^3/\text{h}$ au sein du capteur.

L'analyse menée au sein de ce paragraphe sur le diamètre du tube d'admission, le nombre de tube et le débit de circulation d'air au sein du capteur solaire a permis de dégager des valeurs de compromis pour ces paramètres en rapport avec les critères de performances fixés pour le SSCS. L'étude a permis pour le diamètre du tube d'admission, d'aboutir à une minimisation de la perte de charge sans pour autant pénaliser la température de sortie de l'air. De même le nombre de tube et le débit de circulation d'air au sein du capteur solaire ont été déterminés en vue de l'atteinte d'une température suffisamment élevée pour la charge du stockage de zéolithe en accord avec le niveau fixé ($X_z < 100 \text{ g/kg}$ de zéolithe).

IV.2.3 Analyse en phase de décharge

L'étude qui est menée au sein de ce paragraphe porte essentiellement sur l'influence de l'humidité de l'air et de son débit de circulation sur la puissance thermique maximale délivrable par le stockage de zéolithe. Cette puissance comme on l'a défini au sein du chapitre précédent (§ III.3.1.6), correspond à la puissance thermique maximale récupérable au sein d'un échangeur de chaleur placé en aval du stockage de zéolithe si l'air à la sortie de l'échangeur devait retourner à sa température à l'entrée du stockage de zéolithe.

IV.2.3.1. Influence du débit de circulation et de l'humidité de l'air

La Figure IV.7 montre l'évolution de la puissance thermique maximale fournie par 100 kg de zéolithe en phase de déstockage avec le débit de circulation, et en fonction de l'humidité absolue de l'air admis dans celui-ci.

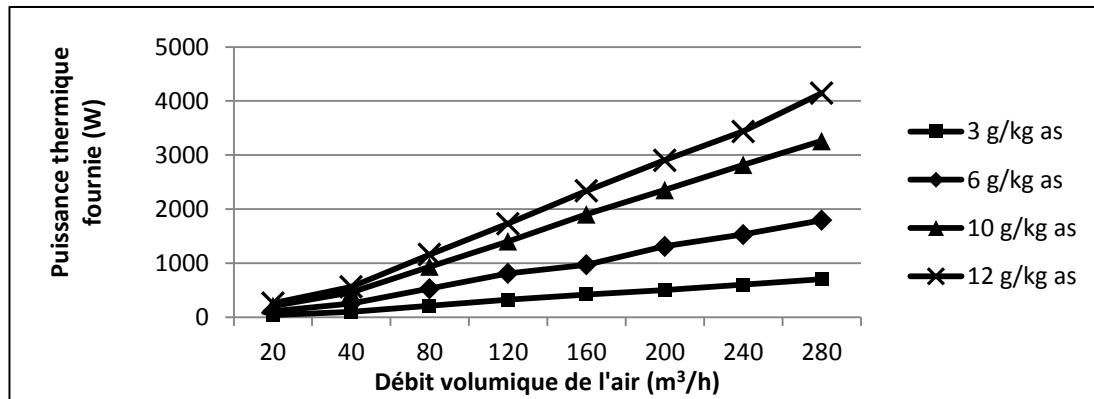


Figure IV. 7 : Evolution de la puissance thermique maximum délivrée par le stockage de zéolithe (100 kg de zéolithe) en fonction du débit de circulation, pour différentes valeurs d'humidité absolue de l'air et pour une température d'entrée de 20 °C

La Figure IV.7 montre une évolution linéaire de la puissance avec le débit d'air sur la plage des débits simulés et permet d'identifier que celle-ci varie dans le même sens que le débit de circulation et l'humidité absolue de l'air admis en circulation au sein du stockage. On constate également que la sensibilité de la puissance délivrée par le stockage à humidité absolue d'air constante est plus importante à débit élevé qu'à faible débit. L'analyse qui est faite des résultats de la Figure IV.7 est la suivante : pour un système nécessitant 2 kW de puissance thermique et où le stockage de zéolithe constitue la seule source de chaleur, l'humidité absolue minimale de l'air admis en circulation au sein du stockage pouvant générer une telle puissance est de 10 g/kg as si on admet un débit de circulation de 200 m³/h. L'application au cas d'une habitation montre comme, on le montre plus loin, qu'un tel niveau d'humidité est difficilement atteignable, surtout en période d'hiver où l'air est relativement sec. Dans de telles conditions, l'ajout d'un humidificateur d'air en amont du stockage peut être envisagé. L'impact de ce dernier sur les performances du réacteur de sorption est étudié au sein du paragraphe suivant.

IV.2.3.2. Cas de l'utilisation d'un humidificateur

L'étude qui est présentée dans ce paragraphe montre l'influence de l'utilisation d'un humidificateur à pulvérisation (disposé en amont du stockage de zéolithe) sur le gain maximal de température de l'air. L'humidificateur provoque à la fois l'augmentation de l'humidité absolue de l'air le traversant, mais aussi son refroidissement par prélèvement dans celui-ci de la chaleur latente nécessaire à la vaporisation de l'eau liquide servant à son humidification. La Figure IV.8 montre une comparaison entre le gain maximal de température de l'air à la sortie du stockage obtenu sans humidificateur et avec le cas où un humidificateur est monté en

amont du stockage. L'humidificateur est supposé effectuer une hydratation maximale jusqu'à saturation de l'air qui le traverse.

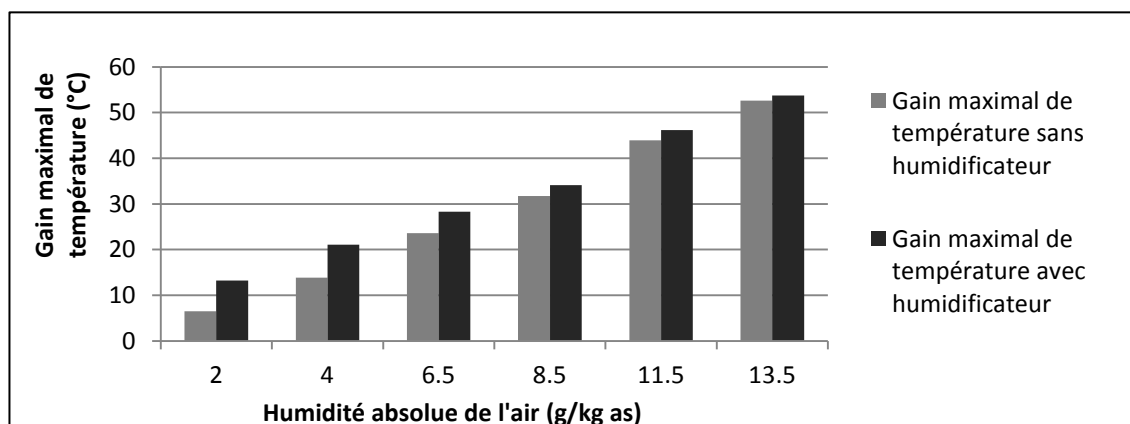


Figure IV. 8 : Evolution du gain maximal de température de l'air à la sortie du stockage, en fonction de l'humidité absolue de l'air

La Figure IV.8 montre que la sensibilité du gain maximal de température à la sortie du stockage est plus importante à faible qu'à humidité élevée pour l'air. On enregistre en effet une augmentation de 40 % en moyenne sur le gain maximal de température avec l'utilisation d'un humidificateur pour une humidité absolue inférieure à 6 g/kg as. Ce résultat s'avère particulièrement intéressant pour une application au fonctionnement du SSCS en hiver, où le faible niveau d'humidité de l'air constitue une véritable contrainte.

IV.3. Etude de cas : Dimensionnement du SSCS pour le chauffage d'une habitation BBC située en zone H1c

IV.3.1. Les zones climatiques

La consommation énergétique d'un bâtiment est en général dépendante à la fois de la nature des matériaux de construction, de sa situation géographique (zone climatique) et de son utilisation. Dans le cadre de la réglementation thermique, la prise en considération du bâtiment dans son environnement a conduit à la délimitation de 8 zones climatiques en France tel que présenté sur la Figure IV.9. Pour chacune de ces zones climatiques la densité de consommation énergétique maximale est égale à $50 \times (a+b)$ kWh ep /m²/an, où a et b sont des coefficients fonction respectivement de la zone climatique et de l'altitude du lieu [1]. Dans le cadre de ces travaux, l'étude porte sur la zone H1c qui correspond à un climat modéré. Les données météorologiques annuelles utilisées dans le cadre de ces travaux sont issues de la base internationale de données climatiques Meteonorm [2]. La valeur du coefficient (a+b) est pris égal à 1 pour la zone climatique H1c : ce qui correspond à une consommation énergétique maximale de 50 kWh ep /m²/an à une altitude égale au niveau de la mer.

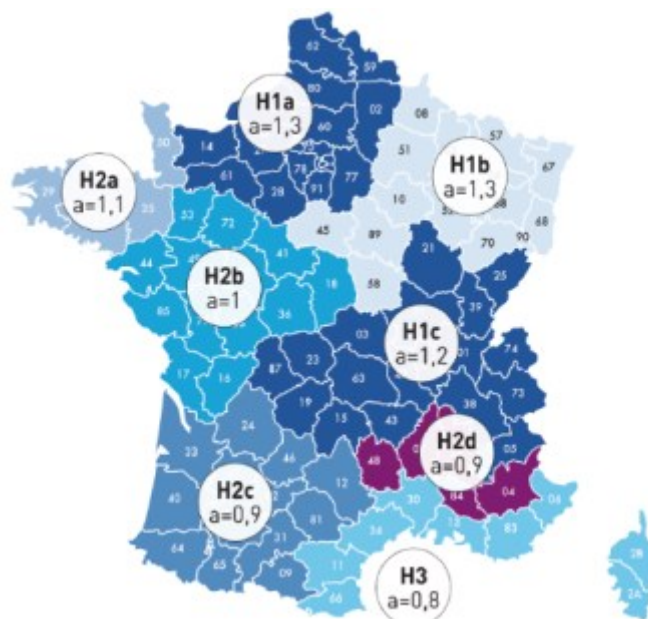


Figure IV. 9 : Carte des zones climatiques de France [1]

IV.3.2. Estimation des besoins de chauffage (puissance et énergie)

Les valeurs de densité de consommation énergétique présentées dans le paragraphe précédent sont des valeurs globales qui prennent en compte le chauffage, le refroidissement, la ventilation et la production d'eau chaude sanitaire (ECS) [1]. Le système développé dans le cadre de ces travaux étant uniquement dédié au chauffage, seules les valeurs de ce poste de consommation sont à prendre en compte. Au sein de ce paragraphe, les valeurs moyennes de la puissance de chauffage et de la consommation énergétique correspondante sont évaluées par le biais de la simulation numérique dynamique. La Figure IV.10 montre le schéma d'ensemble du système implémenté dans le logiciel de simulation. Ses principaux composants sont les suivants :

- Une maison individuelle type « Mozart » d'une surface habitable de 100 m^2 : Pour la nature et les caractéristiques des matériaux des parois, voir Chapitre II-Tableaux II.1, II.2 et II.3. Le coefficient de perméabilité à l'air du bâti, conforme au niveau de performance du label BBC-effinergie de la réglementation thermique, est de $0.6 \text{ m}^3/\text{h.m}^2$.
- 2 ventilateurs à hélicoïde respectivement chargés de l'injection et de l'extraction d'air : La modélisation du fonctionnement des ventilateurs est présentée en Annexe II. Le débit nominal d'extraction d'air, fixé par la réglementation [1] pour un logement de 4 pièces principales étant de $180 \text{ m}^3/\text{h}$, si l'on admet un volume d'infiltration d'air de $60 \text{ m}^3/\text{h}$, le débit du ventilateur de prise d'air déduit est de $120 \text{ m}^3/\text{h}$. Le volume intérieur de l'habitation étant estimé à 250 m^3 , le débit d'extraction d'air de $180 \text{ m}^3/\text{h}$ correspond à un volume de renouvellement d'air de 0.7 vol/h . Le taux de renouvellement d'air est de 100 %.

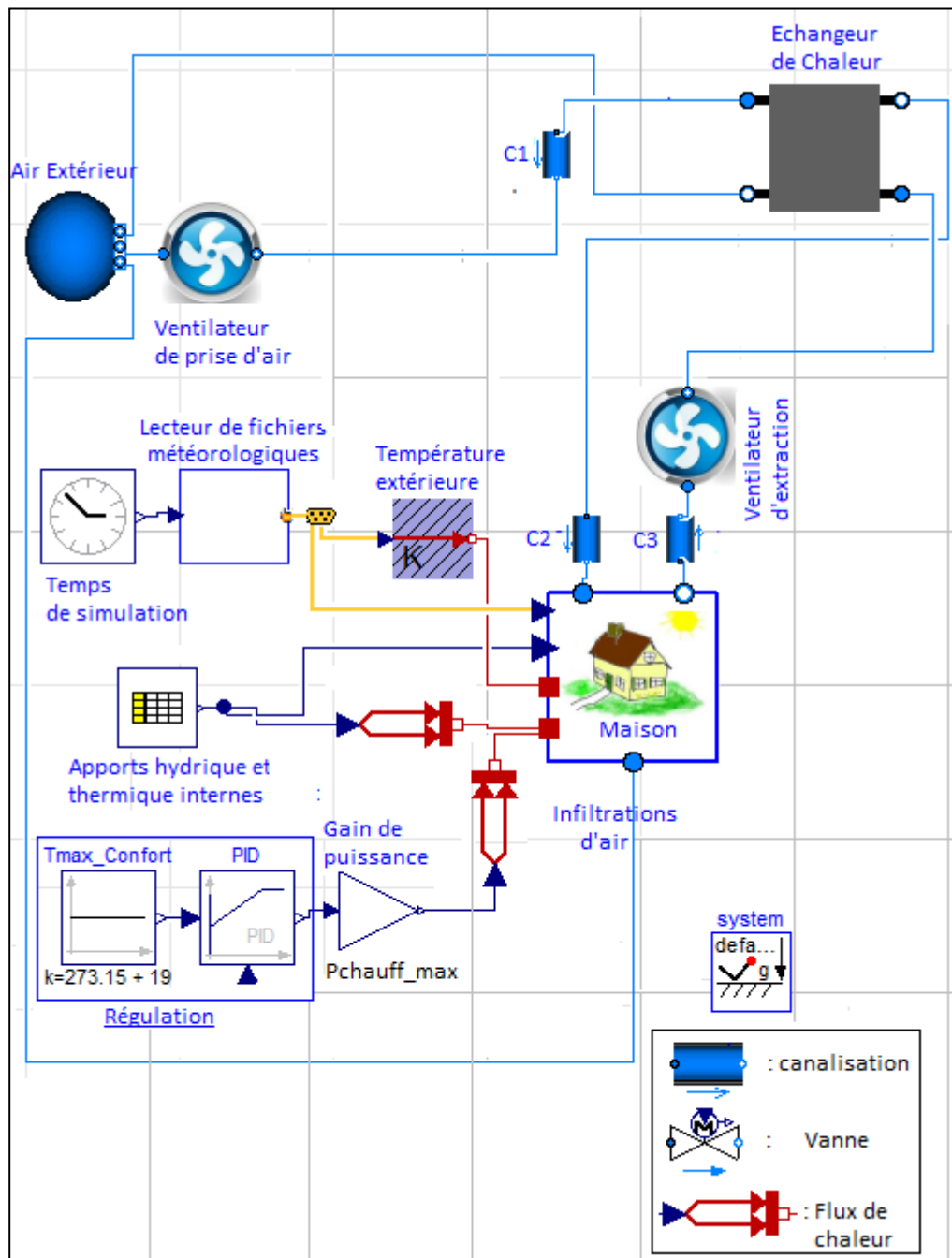


Figure IV. 10 : Diagramme de modélisation du système pour l'estimation de la puissance moyenne de chauffage et l'énergie consommée cumulée correspondante

- Un échangeur de chaleur de 95% d'efficacité énergétique : la modélisation de ce composant est présentée en Annexe II.
- Un dispositif de commande et de régulation du système de chauffage : Celui-ci est dimensionné pour assurer une température minimale de 16°C et une température maximale de 19°C dans l'habitation pendant les périodes d'occupation. La commande du dispositif est réglée sur la température extérieure et l'occupation du logement tel que présenté dans le Tableau IV.1 ci-dessous, tandis que l'unité de régulation est réglée sur la température de la pièce.

Tableau IV. 1: Modélisation de la commande du dispositif de chauffage

		Occupation	
		1 (=logement occupé)	0 (=logement vide)
Température extérieure	< 15°C	1	0
	> 15°C	0	0

- Un scénario d'apport thermique et hydrique : Celui-ci prend en compte les apports relatifs au métabolisme et aux activités des occupants (*voir Chapitre II. § II.4.1.3.1*).

En vue de déterminer la puissance cible de chauffage et l'énergie consommée correspondante sur une année, la simulation dynamique de l'installation ci-dessus est réalisée avec comme source de chauffage pour l'habitation un dispositif idéal d'apport de chaleur. Le calcul de la puissance maximum du dispositif idéal de chauffage s'effectue à partir de la corrélation suivante :

$$P_{chauff} = U_{dep} * (T_{cons} - T_{b,h}) - AUT \quad (IV. 1)$$

où U_{dep} (W/K) est le coefficient de déperditions thermiques ($U_{dep}=75$ W/K), T_{cons} est la température de consigne ($T_{cons}=19$ °C), $T_{b,h}$ la température extérieure de base du lieu, et AUT (W) les apports thermiques utiles dus aux apports solaires et au scénario d'apport thermique des occupants. La température extérieure de base est la température extérieure retenue comme minimale pour la détermination de la puissance maximale de chauffage pour le dimensionnement d'une installation de chauffage. La norme NF EN 12831 [3] qui s'appuie sur les normes européennes pour le calcul des déperditions définit des températures extérieures de base par département avec différentes corrections (situation insulaire, proximité à la mer, altitude) comme le montre la Figure IV.11 et le Tableau IV.2.

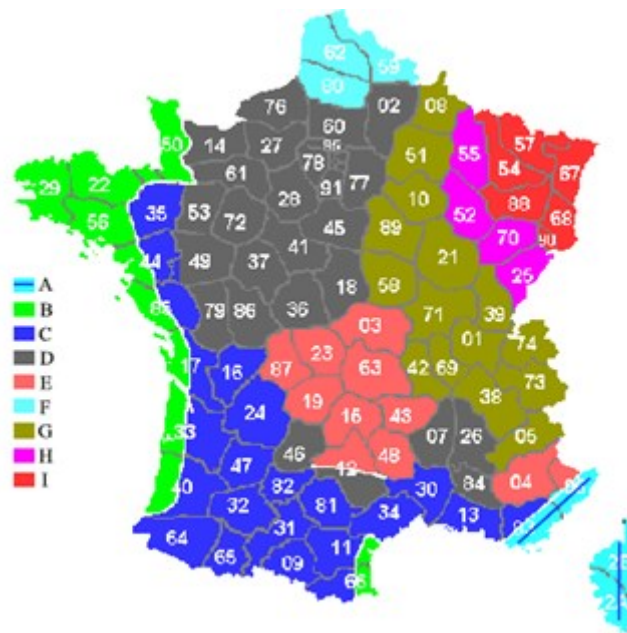


Figure IV. 11 : Température extérieure de base en hiver pour différentes zones géographiques [3]

La température de base extérieure pour la zone H1c est estimée comme la moyenne des valeurs des zones E et H. Elle est de -9°C à une altitude inférieure à 200 m.

Tableau IV. 2 : Température extérieure de base en hiver pour différentes zones géographiques [3]

Tranche d'altitude (m)	zone (voir Figure IV.11)								
	A	B	C	D	E	F	G	H	I
0-200	-2	-4	-5	-7	-8	-9	-10	-12	-15
201-400	-4	-5	-6	-8	-9	-10	-11	-13	-15
401-600	-6	-6	-7	-9	-11	-11	-13	-15	-19
601-800	-8	-7	-8	-11	-13	-12	-14	-17	-21
801-1000	-10	-8	-9	-13	-15	-13	-17	-19	-23
1001-1200	-12	-9	-10	-14	-17		-19	-21	-24
1201-1400	-14	-10	-11	-15	-19		-21	-23	-25
1401-1600	-16		-12		-21		-23	-24	
1601-1800	-18		-13		-23		-24		
1801-2000	-20		-14		-25		-25		
2001-2200			-15		-27		-29		

La Figure IV.12 montre l'évolution de la température intérieure de l'habitation sur les 40 jours les plus froids (JPFs) (Cf. Tableau A.III.1, en annexe III). Le dispositif de chauffage est un système idéal dont la puissance maximum (2100 W) est calculée au moyen de la corrélation IV.1. Les résultats de la Figure IV.12 montrent une réponse rapide de la température intérieure au dispositif de chauffage. On constate également que la régulation du dispositif de chauffage assure le maintien de la température intérieure de l'habitation dans la plage de confort définie (16°C-19°C), notamment pendant les jours les plus chauds (température extérieure supérieure à 5°C). La consommation énergétique cumulée sur toute la période est de 1200 kWh comme le montre la Figure IV.13.

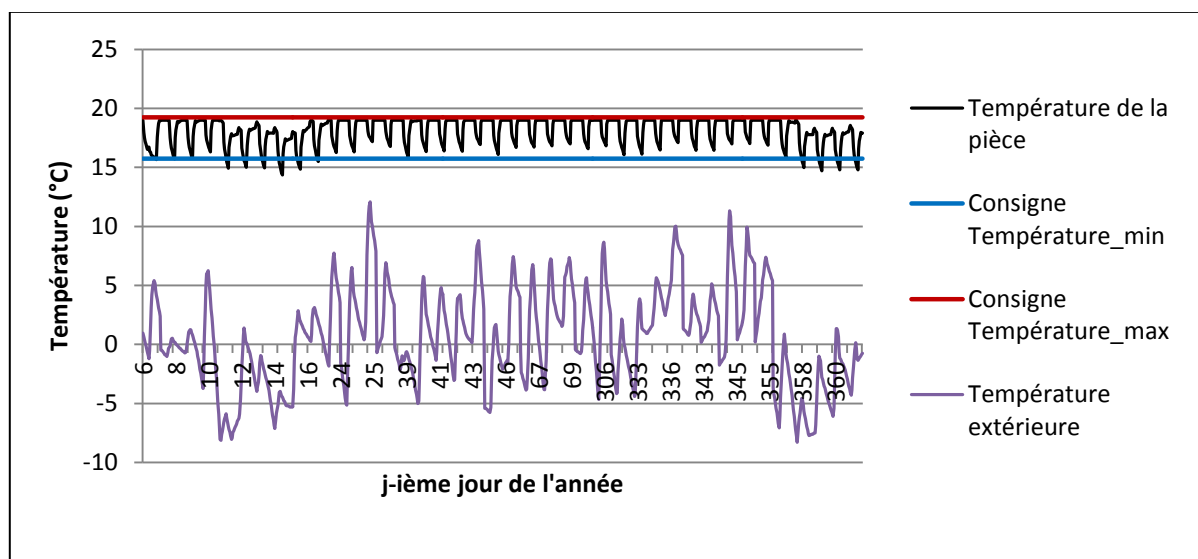


Figure IV. 12 : Evolution de la température moyenne de la pièce et extérieure sur les 40 JPFs de l'année

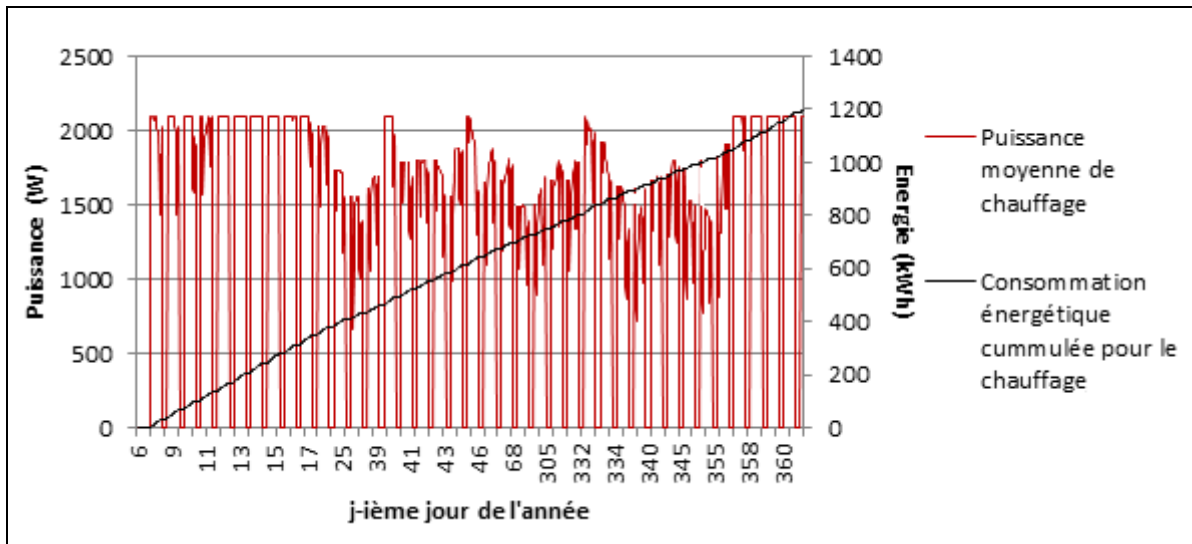


Figure IV. 13 : Profil d'énergie cumulée et de puissance moyenne de chauffage sur les 40 JPFs de l'année

IV.3.3. Fonctionnement en décharge du SSCS

Dans ce paragraphe, la simulation du SSCS fonctionnant en décharge est réalisée. La Figure IV.14 montre le schéma de l'installation. Premièrement, on constate que contrairement au cas précédent où l'apport de chaleur pour le chauffage était réalisé par un dispositif thermique idéal, le chauffage de l'habitation est assuré consécutivement par le capteur solaire thermique (pour le préchauffage de l'air neuf extérieur lorsque les conditions météorologiques sont favorables, c.-à-d. la température de l'air à la sortie du capteur supérieure à la température extérieure ; vanne V1 ouverte, vanne V2 fermée) et par le stockage de zéolithe (vanne V3 ouverte, vanne V4 fermée) pour le chauffage de l'air vicié en provenance de l'habitation. L'échangeur de chaleur situé en aval du stockage de zéolithe assure le transfert de calories de l'air vicié « chaud » à l'air neuf « froid ». Le capteur solaire thermique dont le dimensionnement et les conditions de fonctionnement ont été effectués au sein du § IV.2.2 est composé 12 tubes sous-vide montés en série (la surface correspondante est de 1.81 m^2). La configuration pour réaliser le débit d'insufflation d'air neuf de $120 \text{ m}^3/\text{h}$ tel que précédemment défini consiste à disposer de 12 capteur solaires thermique montés en parallèle. La surface correspondante totale est de 21.72 m^2 .

La Figure IV.15 montre la température de sortie de l'air du champ de capteurs solaires thermiques durant les 40 JPFs retenus pour le dimensionnement du SSCS. On constate que le préchauffage de l'air neuf par le champ de capteurs solaires permet, quand les conditions météorologiques le permettent, d'obtenir un gain de 5°C en moyenne et de 10°C au maximum. Cependant ce gain de température s'avère insuffisant pour justifier l'utilisation des capteurs solaires comme dispositif de préchauffage d'air en raison des pertes de charges trop importantes qu'ils génèrent. Dans la suite de ce paragraphe, le chauffage de l'air neuf au cours de la phase de fonctionnement en décharge du SSCS est donc exclusivement réalisé par le stockage de zéolithe. Ce dernier est composé de modules de zéolithe de 100 kg chacun, montés en parallèle afin d'assurer une réponse rapide (montée en température rapide de l'air à la sortie) du stockage.

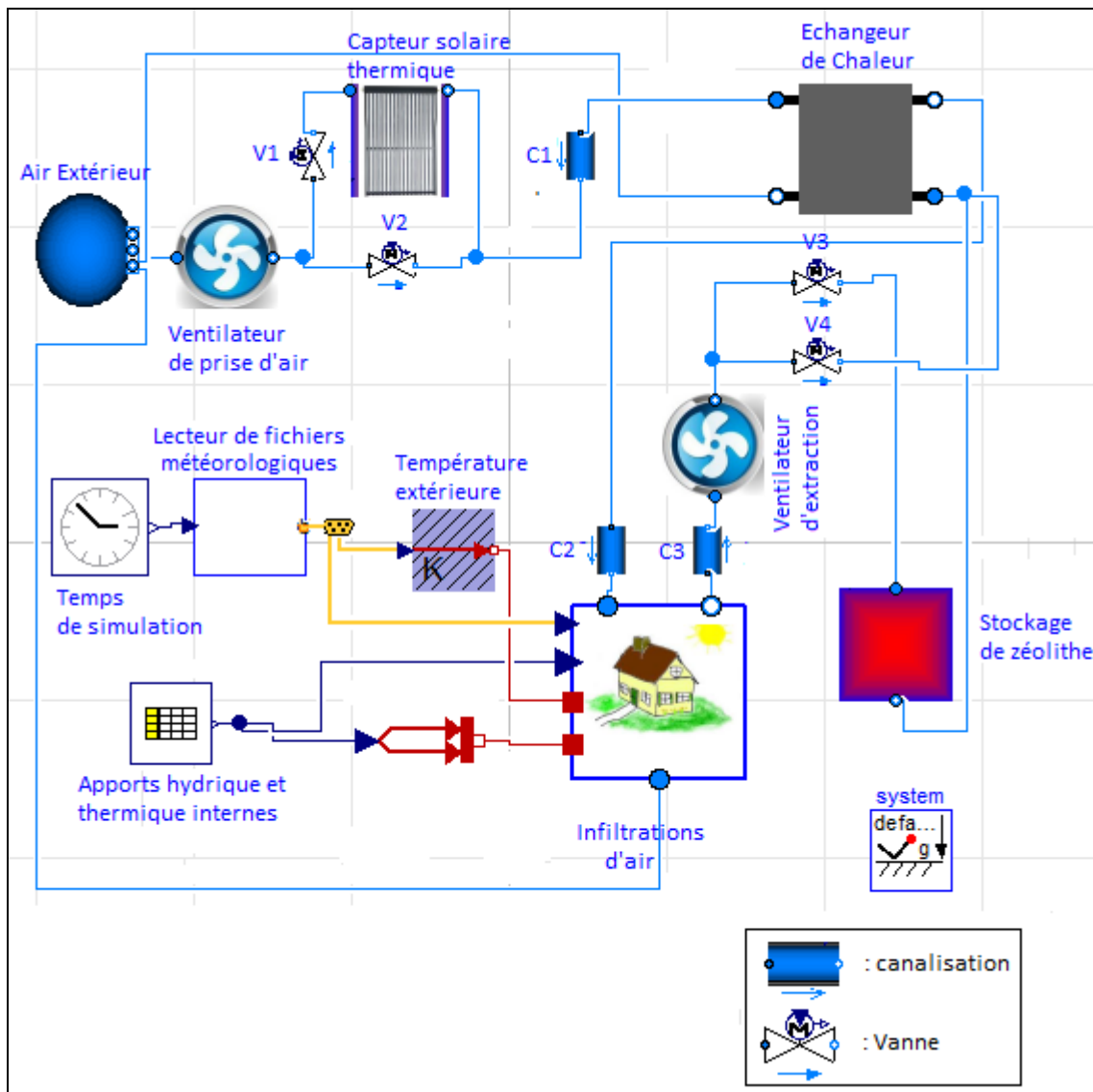


Figure IV. 14 : Schéma de fonctionnement en phase de décharge du SSCS

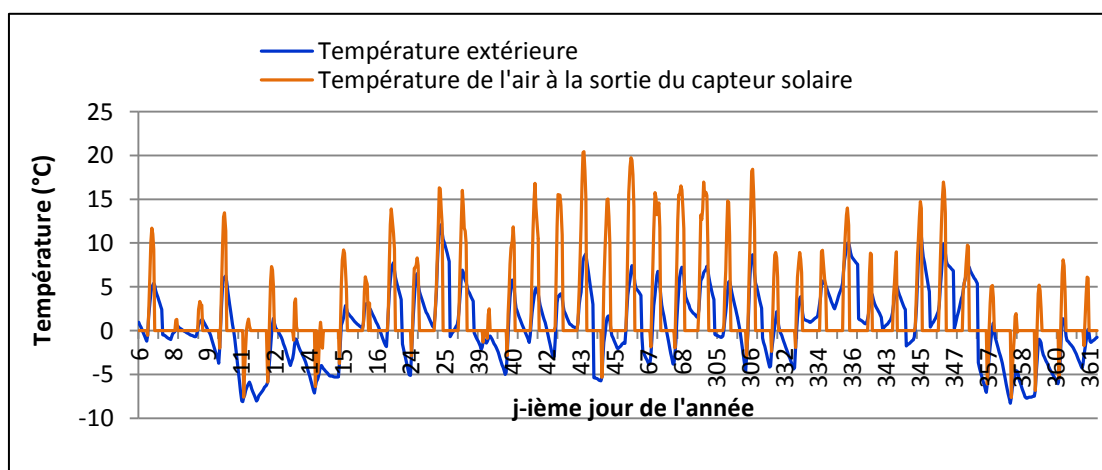


Figure IV. 15: Température de l'air à la sortie du capteur solaire et température extérieure pendant les 40 JPFs

Chacun des modules de 100 kg de zéolithe, lorsqu'il est sollicité, est traversé par le débit d'extraction d'air vicié du circuit. En admettant un débit d'extraction d'air de 0.7 vol/h, la Figure IV.16 monte les résultats de simulation sur la température de l'air à l'intérieur de l'habitation sur les 40 JPFs. On constate que les conditions de fonctionnement du stockage de zéolithe sont insuffisantes pour assurer le confort thermique au sein de l'habitation.

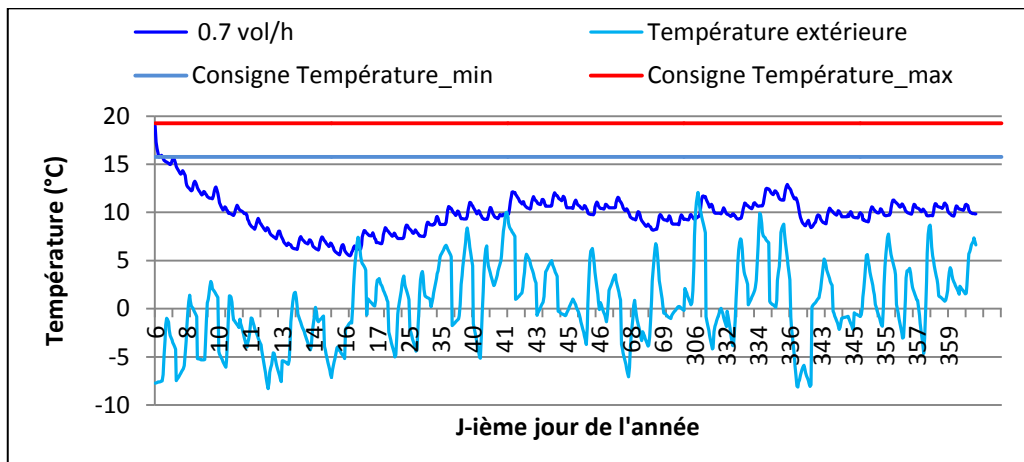


Figure IV. 16: Evolution de la température intérieure de l'habitation et de la température extérieure lors du fonctionnement en décharge du SSCS pendant les 40 JPFs

En effet comme le montre la Figure IV.17, la puissance thermique fournie par le stockage de zéolithe est inférieure à la puissance de chauffage nécessaire (2100 W) pour assurer le confort thermique au sein de l'habitation. L'explication est apportée par la Figure IV.18. Celle-ci montre en effet que l'humidité absolue de l'air à l'entrée du stockage est égale à 5 g/kg as en moyenne. Ce qui au regard des conclusions de l'analyse menée au § IV.2.3.1 est insuffisant pour générer une puissance thermique de 2100 W pour le débit de circulation de 180 m³/h choisi. La Figure IV.17 montre également que le gain en masse d'eau dans le stockage de zéolithe est de 600 kg environ. En supposant un état initial minimal de 100 g d'eau/kg de zéolithe, la masse de zéolithe ayant réagi qui s'en déduit est de 4000 kg.

Afin d'accroître la puissance thermique fournie par le stockage de zéolithe, les conclusions de l'analyse menée au § IV.2.3 stipulent que 2 actions peuvent être conduites :

- augmenter l'humidité absolue de l'air à l'entrée du stockage par ajout d'un humidificateur en amont de celui-ci : l'analyse menée au § IV.2.3.2 a permis de montrer que cette option produit des résultats significatifs pour des écoulements d'air dont l'humidité absolue est inférieure à 6.5 g/kg as (ce qui est le cas pour notre système). Cependant le volume supplémentaire constitué par le stockage de l'eau destinée au fonctionnement de l'humidificateur conduit à une réduction de la densité énergétique du système global.
- augmenter la vitesse d'écoulement de l'air au sein du stockage : il s'agit principalement d'augmenter le débit d'extraction d'air vicié au-delà de sa valeur nominale (0.7 vol/h). Cette opération induit cependant une surconsommation d'électricité au niveau des ventilateurs de soufflage d'air.

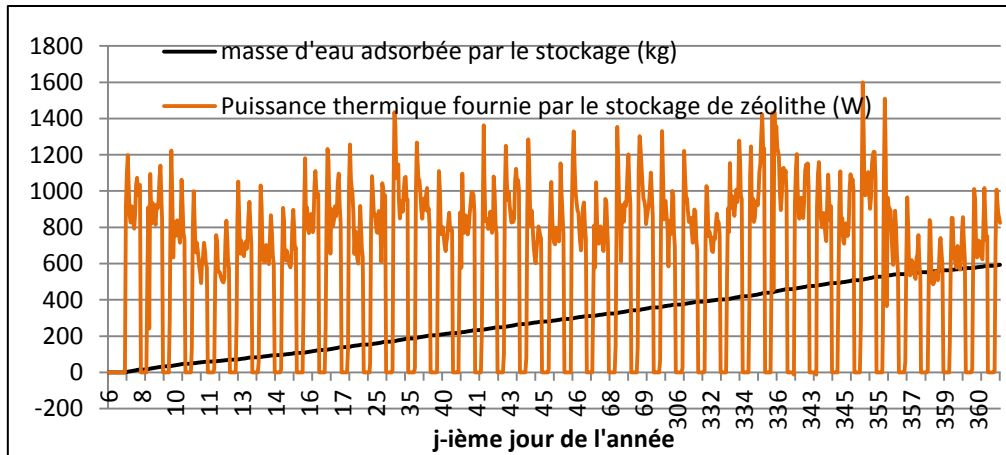


Figure IV. 17: Evolution de la puissance thermique fournie par le stockage de zéolithe et de la masse d'eau adsorbée pendant le fonctionnement en décharge du SSCS

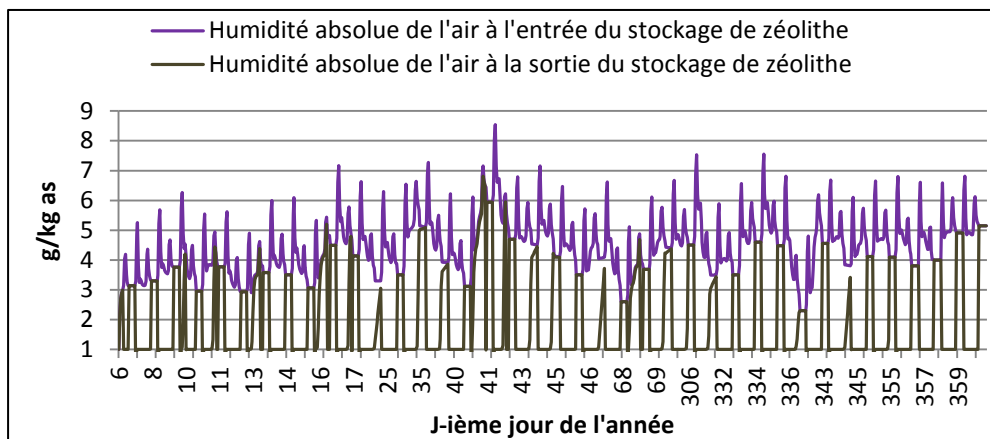


Figure IV. 18: Evolution de l'humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie du stockage de zéolithe pendant les 40 JPFs

Parmi les solutions ci-dessus évoquées, l'action 2 est celle qui présente le meilleur compromis en termes d'amélioration des performances du système et de flexibilité pour l'utilisateur. La suite de ce paragraphe est donc consacrée à son étude. Une analyse de sensibilité paramétrique sur le débit d'extraction d'air et son effet sur la température à l'intérieur de l'habitation est menée. La Figure IV.19 montre l'évolution de la température intérieure de l'habitation sur les 40 JPFs pour différents débits d'extraction d'air. On constate une augmentation de la température de l'air à l'intérieur de l'habitation avec l'augmentation du débit d'extraction d'air. En effet comme le montre la Figure IV.20, augmenter le débit de circulation d'air au sein du stockage permet d'obtenir un gain sur la puissance thermique fournie par celui-ci. Cependant le gain obtenu est également dépendant de l'humidité absolue de l'air admis dans le stockage. La Figure IV.20 montre qu'en triplant le volume d'extraction d'air, ce gain est de 1 kW à faible humidité absolue (< 5 g/kg as en moyenne) et de 2 kW en moyenne à humidité absolue élevée (> 5 g/kg as en moyenne). Ce qui explique l'écart minimal observé sur la Figure IV.19 entre la température de l'air à 3 vol/h et celle à 0.7 vol/h avant le 17-ième jour de l'année, et l'écart maximal à partir de ce 17-ième jour car l'humidité absolue de l'air y est plus élevée.

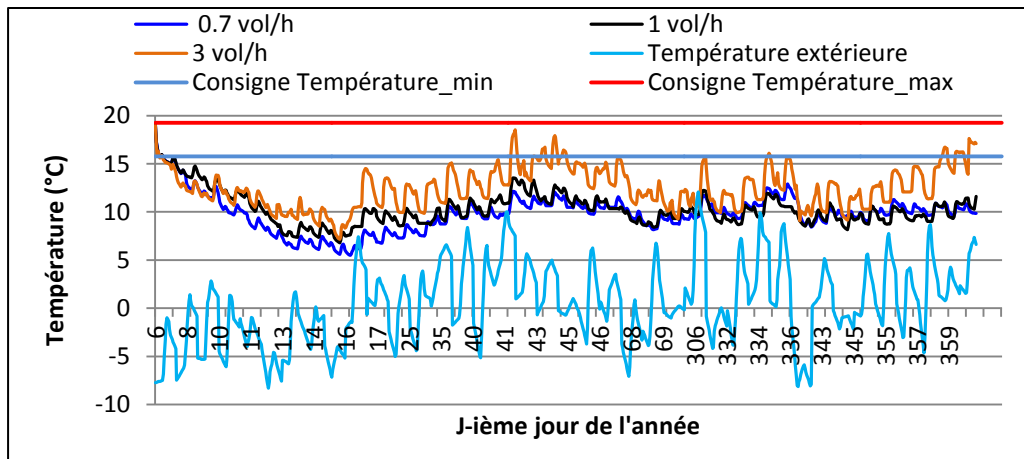


Figure IV. 19: Evolution de la température intérieure de l'habitation sur les 40 JPFs pour trois différents débits d'extraction d'air

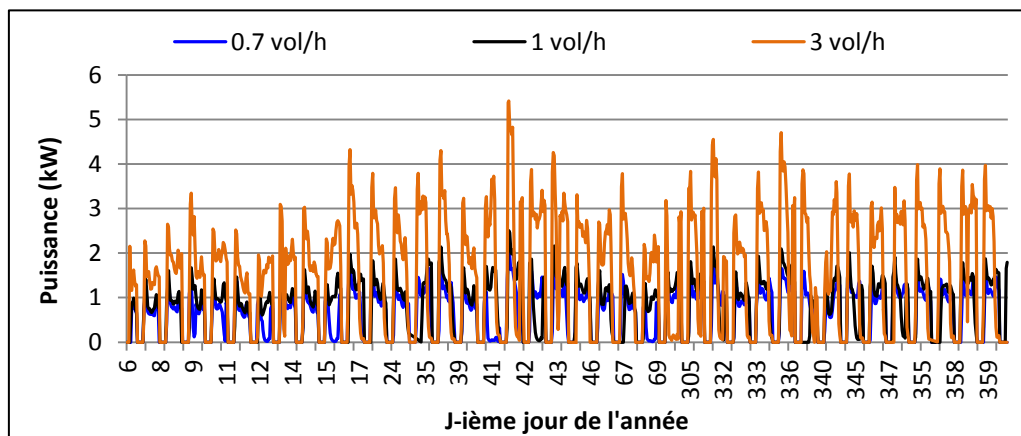


Figure IV. 20: Evolution de la puissance thermique fournie par le stockage de zéolithe pour trois différents débits d'extraction d'air

Bien que le fait d'augmenter le débit d'extraction soit bénéfique pour la température de l'air à l'intérieur, cette opération a pour conséquence directe une surconsommation d'électricité à travers le circuit. La Figure IV.21 montre l'évolution de la consommation d'électricité pour les 3 débits d'extraction d'air qui ont été testés. On y constate qu'en triplant le débit d'extraction d'air, la surconsommation d'électricité induite cumulée sur les 40 JPFs varie dans les mêmes proportions, moyennant des pertes thermiques imputables au fonctionnement des ventilateurs. Ces valeurs de consommation d'électricité ne doivent toutefois être considérées séparément mais prises en compte avec la consommation d'électricité générée le fonctionnement en charge du SSCS en vue d'une estimation de ses performances globales.

Concernant la masse d'eau totale adsorbée, les valeurs pour les 3 débits simulés (0.7 vol/h, 1 vol/h et 3 vol/h) sont respectivement de 600 kg, 800 kg et 1400 kg. En supposant un état initial d'hydratation de la zéolithe de 100 g/kg de zéolithe, ces quantités correspondent respectivement à des masses de zéolithes de 4000 kg (ce qui correspond à un volume de 9 m^3 , en considérant une densité globale du lit égale à 453 kg/m^3), 5350 kg (ce qui correspond à un

volume de 12 m^3 , en considérant une densité globale du lit égale à 453 kg/m^3) et 9350 kg (ce qui correspond à un volume de 21 m^3 , en considérant une densité globale du lit égale à 453 kg/m^3).

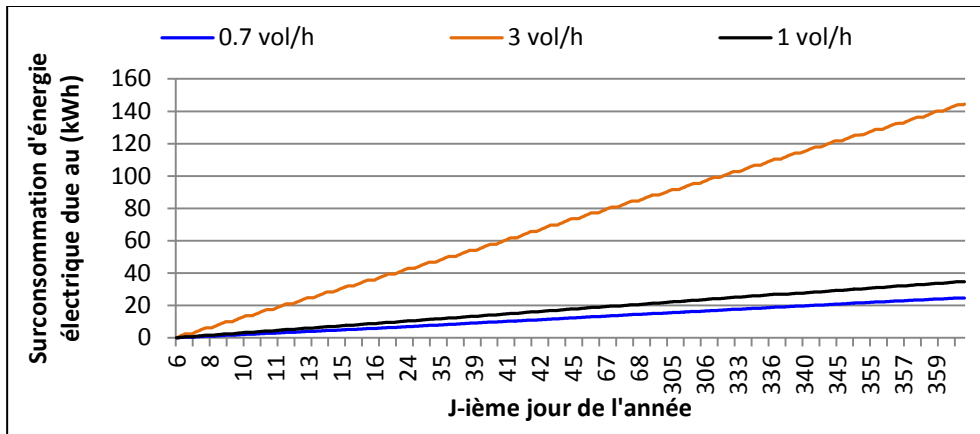


Figure IV. 21: Evolution de la consommation supplémentaire d'énergie électrique due au stockage de zéolithe par les ventilateurs de soufflage sur les 40 JPFs pour trois différents débits d'extraction d'air

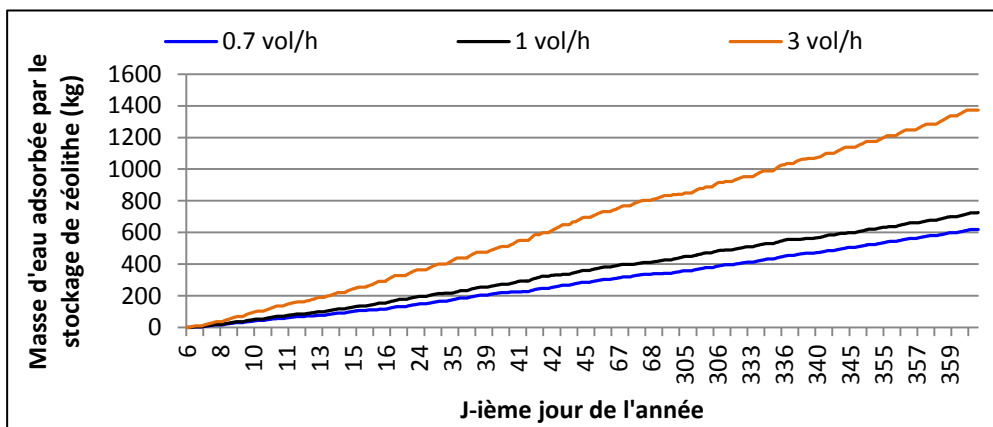


Figure IV. 22: Evolution de la masse d'eau adsorbée par le stockage sur les 40 JPFs pour trois différents débits d'extraction d'air

L'analyse menée sur l'effet de la variation du débit d'extraction a permis de montrer que son augmentation permettait d'obtenir des calories supplémentaires du stockage de zéolithe, mais que cela s'avérait insuffisant, sur les débits simulés, pour maintenir durant les 40 JPFs la température de l'air à l'intérieur de l'habitation dans la plage de confort définie. La principale raison étant le niveau relativement bas de l'humidité absolue de l'air intérieur de l'habitation sur la période simulée. Si l'ajout d'un humidificateur d'air en amont du stockage de zéolithe possède un inconvénient majeur en matière de réduction de la densité énergétique du système global, son utilité s'avère indispensable en cas de fonctionnement intégral sur le stockage de zéolithe comme source de chaleur (taux de couverture de 100 %). Dans le cas échéant, l'utilisation d'un appoint thermique au sein du système s'avère indispensable pour garantir une température de confort au sein de l'habitation.

IV.3.4. Fonctionnement en charge

La Figure IV.23 représente un schéma simplifié du circuit du SSCS en fonctionnement charge. Pendant ce mode de fonctionnement, le capteur solaire thermique alimente le stockage de zéolithe en air chaud nécessaire au processus de désorption. La connexion du stockage de zéolithe et du capteur solaire est contrôlée par la vanne V5 dont l'ouverture (ainsi que celle de la vanne V1) est régie par une condition de température sur le revêtement absorbant des tubes sous-vide (température supérieure à 100 °C). L'ouverture des vannes V2 et V6 est régie par la condition contraire. En fonctionnement (vanne V1 ouverte) et en application des résultats de l'analyse menée au paragraphe IV.2.2.3, le débit de circulation d'air est de 10 m³/h au sein de chaque capteur solaire.

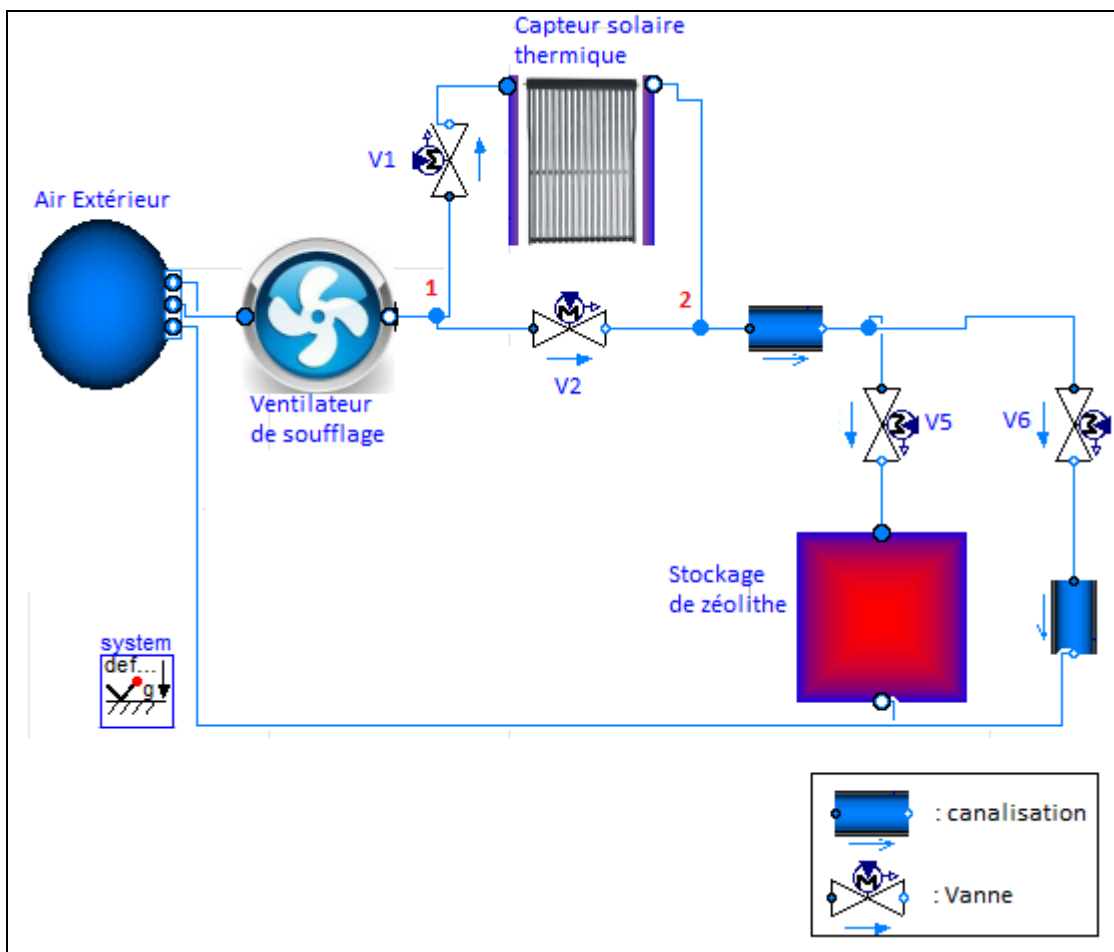


Figure IV. 23: Schéma simplifié du circuit de fonctionnement en charge du SSCS

Contrairement à l'étude du fonctionnement en décharge qui est réalisée sur les 40 JPFs de l'année, l'analyse du fonctionnement en charge du SSCS est effectuée sur toute la durée de l'année civile (365 jours). Il s'agit à travers la simulation numérique de déterminer la capacité maximale de charge de différentes configurations du SSCS.

La Figure IV.24 montre l'évolution de la température de l'air et de son humidité absolue à la sortie du capteur solaire thermique lorsque la condition d'ouverture des vannes V1 et V5 est remplie (ce qui est le cas durant 114 jours au total). Celle-ci permet d'obtenir une température de l'air à la sortie du capteur solaire supérieure à 100 °C et dont la valeur

moyenne sur la durée de simulation est de 130 °C. La Figure IV.24 permet également de constater que l'humidité absolue de l'air possède une valeur moyenne relativement basse (6 g/kg as) en début de période de charge et une valeur moyenne plus élevée (12 g/kg as) en milieu et fin. Conformément aux résultats de l'analyse préliminaire menée au §IV.2.2.1 (Cf. Figure IV.1), les résultats de la Figure IV.24 montrent que ces conditions (humidité absolue et de température de l'air à la sortie des capteurs solaires) sont suffisantes pour garantir une charge du stockage de zéolithe à une fraction massique d'eau inférieure à 0.10 kg/kg de zéolithe.

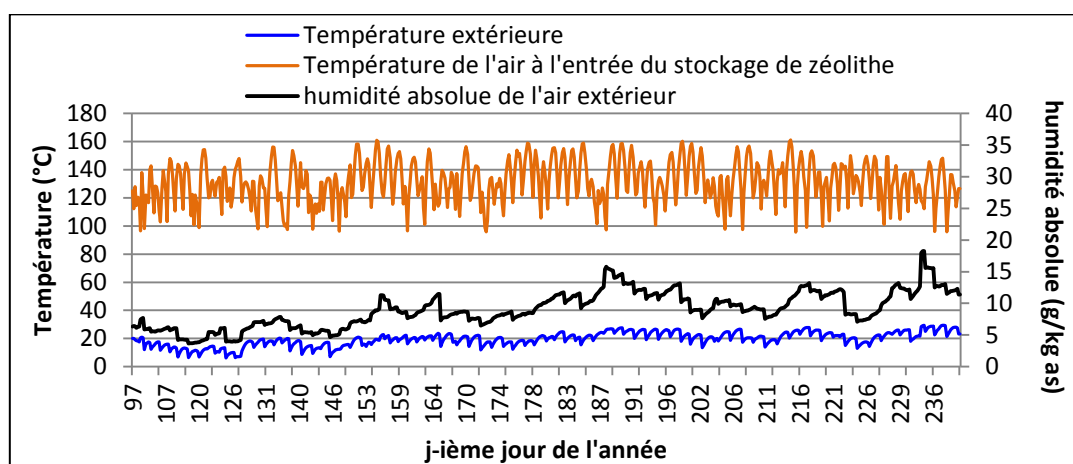


Figure IV. 24: Evolution de la température de l'air et de son humidité absolue à l'entrée du stockage de zéolithe pendant le fonctionnement en charge.

Durant la période de charge, l'air chaud à la sortie du capteur solaire thermique est directement circulé à l'intérieur du stockage de zéolithe. Différents débits (correspondants à différentes superficies de capteurs solaires thermiques) sont simulés en vue de déterminer leur influence sur les performances du SSCS (masse d'eau totale désorbée, consommation d'énergie des ventilateurs, efficacité de l'opération, etc...). La Figure IV.25 montre l'évolution de l'énergie solaire incidente, de l'énergie stockée à travers le processus de sorption et la masse d'eau totale désorbée du stockage de zéolithe en fonction de la superficie totale des capteurs solaires thermiques.

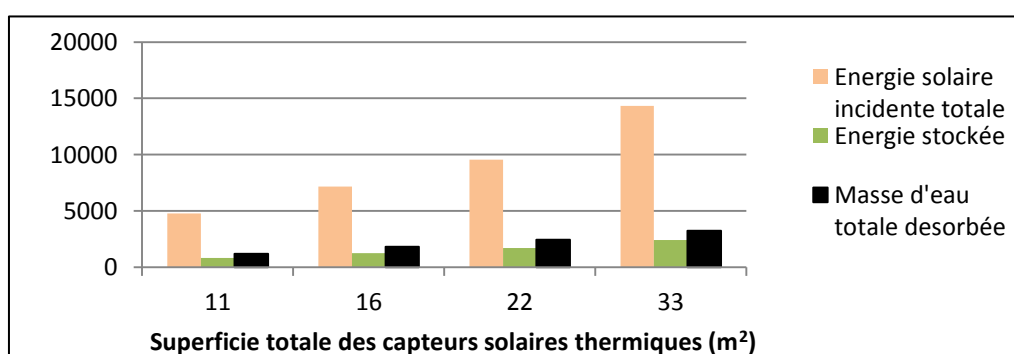


Figure IV. 25: Evolution de l'énergie solaire incidente totale, de l'énergie stockée et de la masse d'eau totale désorbée du stockage de zéolithe avec la superficie totale des capteurs solaires thermiques

Le débit de circulation d'air et la superficie d'un capteur solaire étant respectivement de 10 m³/h et 1.81 m² (résultat de l'analyse préliminaire menée au § IV.2.2.3), ces superficies

correspondent respectivement aux débits de circulation totaux de 60 m³/h, 90 m³/h, 120 m³/h et 180 m³/h, et dont la réalisation consiste à disposer respectivement 6, 9, 12, et 18 capteurs solaires thermiques en parallèle (chacun d'eux étant traversé par un débit de 10 m³/h). La Figure IV.25 montre une augmentation proportionnelle de la masse d'eau désorbée et de l'énergie stockée correspondante avec l'augmentation de la superficie totale des capteurs thermiques. Le rendement de l'opération (énergie stockée/énergie solaire incidente) est de 17 % sur l'ensemble des superficies testées. La comparaison avec les résultats du fonctionnement en décharge du SSCS montre qu'avec une masse totale d'eau désorbée 1800 kg, 16 m² de superficie de capteur thermique suffisent à la charge totale du stockage de zéolithe dont la décharge a été réalisée sous le débit de 3 vol/h.

La Figure IV.26 montre l'évolution de l'énergie électrique totale consommée par le ventilateur de soufflage d'air.

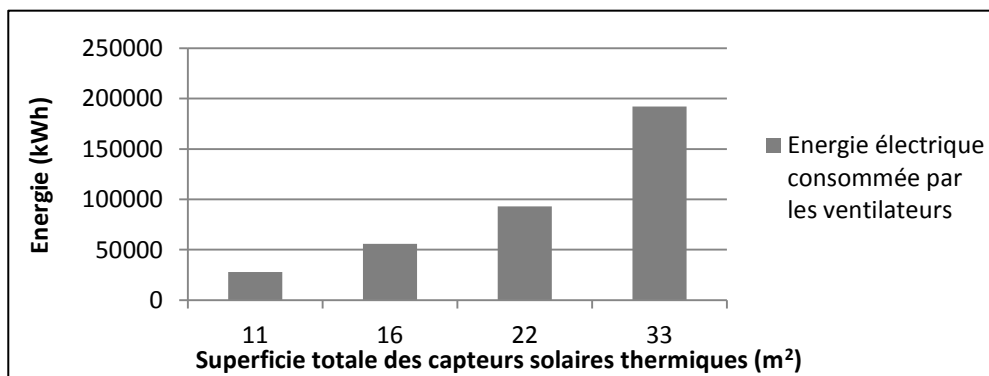


Figure IV. 26: Evolution de l'énergie consommée par le ventilateur électrique avec la superficie totale des capteurs solaires thermiques

Celle-ci est proportionnelle au débit de circulation et à la perte de charge aux bornes du stockage de zéolithe et des capteurs solaires thermiques. Sa valeur considérablement élevée est la résultante de la perte de charge aux bornes des capteurs solaires thermiques qui, malgré de bonnes performances thermiques comme on l'a vu au sein des paragraphes IV.2.2.2 et IV.2.2.3, possèdent une perte de charge trop élevée pour de tels systèmes. Comme mentionné au sein des conclusions des paragraphes précédemment cités, une étude d'optimisation sur la configuration du capteur solaire thermique à tubes sous-vide doit être menée afin de minimiser la perte de charge à ses bornes sans pénaliser ses performances thermiques. L'augmentation de la section du tube d'admission d'air, la mise en parallèle des tubes sous-vide (en remplacement de la configuration série actuelle) et l'utilisation de réflecteurs paraboliques constituent autant de pistes de réflexion pour une solution au problème posé.

IV.4. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté l'analyse des performances des composants du SSCS dont l'expérimentation a été conduite au sein du chapitre précédent. Ainsi l'étude de sensibilité paramétrique menée sur le stockage de zéolithe a permis de mettre en évidence l'influence de différents paramètres, tel que le débit d'écoulement, l'humidité absolue et la

température de l'air sur la fraction massique d'eau résiduelle. Les résultats de l'étude paramétrique de charge menée sur le stockage de zéolithe ont permis d'identifier pour un débit d'écoulement de 180 m³/h, la température minimale et l'humidité absolue maximale suffisants pour assurer une charge maximale donnée du stockage. Ainsi pour un écoulement d'air d'humidité absolue contenue dans la plage [3 g/kg as - 8 g/kg as], la température minimale pour obtenir une fraction massique d'eau dans la zéolithe en fin de charge inférieure à 0.10 kg/kg as est de 105 °C.

Les résultats de l'étude de sensibilité paramétrique sur le fonctionnement en décharge du stockage de zéolithe a permis de mettre en évidence le rôle prééminent de l'humidité de l'air sur la puissance thermique fournie par le stockage, avec une sensibilité plus importante à débit élevé (> 90 m³/h).

L'analyse sur le fonctionnement du capteur solaire thermique a permis, à travers une étude de sensibilité paramétrique, d'obtenir des résultats significatifs portant sur des paramètres clés tels que :

- le diamètre du tube d'admission : L'influence de ce paramètre sur la perte totale de charge aux bornes du prototype développé a permis d'aboutir à une valeur optimum de 20 mm qui minimise la perte de charge sans altérer de façon significative sur les performances thermiques du capteur.

- le nombre de tube et le débit de circulation de l'air: L'étude de l'influence simultanée de ces 2 paramètres a permis notamment de montrer qu'avec 12 tubes montés en série et un débit de circulation égal à 10 m³/h, la température de l'air à la sortie du capteur solaire pour un rayonnement solaire global de 700 W/m² est assez élevé (> 110°C) afin d'assurer une charge suffisante du stockage de zéolithe ($X_z < 0.10$ kg/kg de zéolithe).

Concernant le dimensionnement du SSCS, les résultats obtenus des analyses préliminaires sur les performances thermiques du stockage de zéolithe et du capteur solaire thermique ont servi de base à une étude de cas sur le chauffage d'une habitation BBC située en zone H1c pendant les 40 jours les plus froids. L'étude a permis d'observer que dans le cas du fonctionnement en décharge avec l'air intérieur comme source exclusive d'humidité pour le stockage de zéolithe, la puissance fournie par ce dernier était proportionnel au débit d'extraction d'air. Et que sur l'ensemble des débits d'air testés (0.7 vol/h, 1 vol/h et 3 vol/h), la température de l'air intérieur restait inférieure à la plage de confort choisie (16 °C-19°C). Toutefois, pour une température d'air extérieure supérieure à 5 °C, les résultats obtenus montrent que le débit de 3 vol/h permet d'obtenir une température d'air intérieur dans la plage de confort. Cependant pour des débits plus faibles, l'ajout d'un humidificateur d'air en amont du stockage s'avère indispensable afin d'augmenter la puissance thermique fournie par ce dernier.

L'étude du fonctionnement du SSCS en phase de charge a permis de montrer une relation de proportionnalité entre la surface totale des capteurs solaires et la masse maximale d'eau desorbable du stockage de zéolithe sur l'année. L'étude a également permis de mettre en avant un rendement de 17 % entre l'énergie stockée et l'énergie solaire incidente.

Références

- [1] Règlementation Thermique 2012. <http://www.rt-batiment.fr/batiments-neufs/reglementation-thermique-2012/>.
- [2] Meteonorm. <http://meteonorm.com/>.
- [3] NF EN 12831.Systèmes de chauffage dans les bâtiments - Méthode de calcul des déperditions calorifiques de base. 2004. <http://www.boutique.afnor.org/norme/nf-en-12831/systemes-de-chauffage-dans-les-batiments-methode-de-calcul-des-deperditions-calorifiques-de-base/article/737700/fa045762>.

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

La valorisation efficace de la ressource solaire thermique pour l'atteinte des objectifs de la directive européenne 2010/31/UE en terme de limitation des émissions des gaz à effet de serre amène à considérer la question du stockage de l'énergie solaire thermique dans les bâtiments résidentiels comme vitale en raison principalement du décalage entre les périodes d'ensoleillement et les périodes de besoins de chauffage. C'est dans ce contexte que s'inscrit ce travail de thèse dans le cadre du projet STAID (Seasonal Thermochemical heAt storage In builDings) soutenu par le programme ANR-2010-STKE-009. L'objectif général visé à travers ces travaux est l'étude à travers la simulation dynamique des performances d'un système de stockage d'énergie solaire thermique par procédé de sorption pour l'habitat.

La première étape de ce travail a consisté à dresser un état de l'art des différents couples et projets rencontrés dans le cadre du stockage de chaleur par sorption ou par voie thermochimique. Plusieurs couples ont été présentés en termes de densité de stockage, coûts, puissance fournie et gain de température en décharge. Parmi l'ensemble des couples présentés, les sels chimiques apparaissent les mieux adaptés au stockage de chaleur sur le critère des densités énergétiques théoriques ($> 300 \text{ kWh/m}^3$). Toutefois, la mise en œuvre difficile du lit (en terme densité et de perméabilité à l'écoulement) constituent les principaux verrous à l'utilisation de ces matériaux au sein de systèmes thermochimiques. L'étude a permis de montrer que le recours aux matrices poreuses permettait certes de s'affranchir des difficultés liés aux transferts de masse et de chaleur, mais que ces procédés restaient encore mal maîtrisés notamment en ce qui concerne la caractérisation parfaite du composite obtenu. L'autre résultat se dégageant de l'état de l'art sur les couples qui a été mené concerne un aspect pas suffisamment pris en compte (comme critère d'évaluation) sur l'ensemble des projets rencontrés et qui porte sur la dégradation des performances (capacité de sorption, enthalpie de sorption/chimique, cinétique, etc...) des couples avec la multiplication des cycles de fonctionnement. Cette dégradation est due à l'irréversibilité (inhérente aux matériaux) créée à chaque cycle et peut ainsi rendre les couples concernés moins intéressants sur du long terme.

Une étude comparative sur le fonctionnement des systèmes à cycle ouvert et à cycle fermé a permis de constater que si le fonctionnement à basse pression représente un avantage au sein des systèmes à cycle fermé (disponibilité de source de chaleur à basse température), il représente néanmoins l'une de leurs principales limites. En raison notamment des fortes contraintes technologiques (étanchéité, résistance à de faibles pressions, de l'ordre de 1000 Pa) liées à l'expérimentation de ces systèmes. De plus, la nécessité d'intégrer un échangeur de chaleur (pour l'apport et la récupération de chaleur) au sein du générateur diminue considérablement la densité énergétique de ces systèmes contrairement aux systèmes ouverts. L'étude menée sur les performances des prototypes expérimentaux développés a permis d'identifier pour les procédés thermochimiques, des densités énergétiques 2 à 2.5 fois supérieures à celle de l'eau chaude (81 kWh/m^3 avec $\Delta T = 70 \text{ }^\circ\text{C}$). Ce qui reste relativement bas en comparaison des densités théoriques visées.

La seconde étape de ce travail de thèse a porté sur la modélisation du fonctionnement des composants du système de stockage de chaleur par sorption (SSCS) que sont le capteur solaire thermique à tubes sous-vide, la maison individuelle basse consommation, le réacteur de stockage de zéolithe et les composants auxiliaires tels le ventilateur d'air et l'échangeur de chaleur. La modélisation du fonctionnement de ces éléments a été réalisée sous l'environnement du logiciel de simulation Dymola. Les modèles développés sont des modèles 1D obtenus sous différents niveaux d'hypothèses pour chacun de ces composants.

Sur le principe, la modélisation de la maison individuelle résulte du couplage d'un modèle d'enveloppe thermique et d'un modèle de volume d'air. Le modèle d'enveloppe thermique est élaboré à partir du bilan thermique appliqué à chaque paroi tandis que celui sur le volume d'air repose sur les bilans massiques et thermiques sur la base du premier principe appliqué au domaine constitué par le volume d'air.

La modélisation du capteur solaire thermique à tubes sous-vide résulte du couplage d'un modèle optique (qui permet une quantification du rayonnement absorbé au niveau du revêtement absorbant et des matériaux constitutifs des tubes) et d'un modèle thermique (qui permet une quantification des échanges thermiques et massiques entre les différents éléments constitutifs des tubes) du capteur. Afin de suivre les variations thermiques de l'air le long de son parcours au sein du capteur, chacun de ses tubes a fait l'objet d'une segmentation uniforme dans le sens d'écoulement du fluide.

La modélisation du fonctionnement du stockage de zéolithe a principalement porté sur la modélisation des mécanismes de sorption du couple zéolithe 13X/eau au sein d'un modèle 1D de transfert de masse et de chaleur à travers le lit poreux. Après avoir décrit le fonctionnement du réacteur, les principales lois de sorption (isothermes de sorption, perméabilité, cinétique de sorption, équilibre de sorption) régissant ce fonctionnement ont été introduites.

Après cette étape de modélisation, la suite des travaux menés au cours de cette thèse a consisté à mener une expérimentation sur 2 des principaux composants du SSCS que sont le capteur solaire thermique et le stockage de zéolithe afin d'effectuer une validation des modèles numériques établis sur ces derniers. L'expérimentation sur le capteur solaire a permis de montrer qu'avec un débit de circulation inférieur à $6 \text{ Nm}^3/\text{h}$, celui-ci permettait, même sous des conditions météorologiques défavorables, d'atteindre des niveaux de température suffisants ($>120^\circ\text{C}$) pour la charge du stockage de zéolithe. En effet, la configuration à tube coaxial choisie pour l'écoulement de l'air au sein des tubes contribue à l'augmentation de la surface d'échange thermique avec l'air permettant ainsi une montée en température rapide de ce dernier malgré sa faible conductivité thermique. Les tests expérimentaux sur le capteur solaire ont également permis d'identifier des pertes de charges très élevées ($> 8000 \text{ Pa}$) pour les débits testés. Celles-ci constituent la principale limite de la configuration de capteur thermique à tubes sous-vide qui a été développée au sein de cette étude et représentent, malgré l'analyse de sensibilité paramétrique qui a été conduite et ayant abouti à leurs minimisations, l'un des points nécessitant une analyse d'optimisation plus approfondie.

L'expérimentation menée sur le stockage de zéolithe a permis d'identifier une densité énergétique moyenne de 110 kWh/m^3 lors des tests de charge qui ont été menés. L'exploitation des résultats de simulation a permis de mettre en avant l'existence d'un front

de sorption et d'un front thermique se déplaçant dans le lit poreux dans le sens de l'écoulement. Les résultats expérimentaux de décharge (température d'entrée de 20 °C, débit de circulation de 180 m³/h, humidité absolue de 10 g/kg as) conduit sur 2 modules de 40 kg de zéolithe chacun ont permis d'identifier un gain maximal de température de 38 °C et une perte de charge moyenne de 130 Pa, correspondant à une puissance thermique (transmise à l'air sous la forme d'un échange thermique convectif) d'environ 2 kW fournie par chacun des modules. L'exploitation de ces résultats expérimentaux dans le cas de la configuration en série des modules a également permis d'obtenir les rendements énergétique et exergetique de l'ordre de 60 % et 40 % respectivement pour chacun des modules.

L'expérimentation menée sur les composants ci-dessus du SSCS a donné suite à l'analyse des performances de ces derniers au sein de la quatrième partie de ce travail de thèse. Cette analyse a été conduite avec pour but d'aboutir à un dimensionnement des dits composants suivants des critères de performances bien définis et liés à la satisfaction des besoins énergétiques de la maison individuelle au sein de laquelle le SSCS est appelé à fonctionner. L'étude de sensibilité paramétrique menée sur le stockage de zéolithe a permis de mettre en évidence l'influence de différents paramètres, tel que le débit d'écoulement, l'humidité absolue et la température de l'air. Notamment en fonctionnement de décharge où l'influence de l'humidité absolue de l'air sur la puissance thermique fournie par le stockage a pu être observée à débits élevés (> 90 m³/h). L'étude de sensibilité paramétrique menée sur le capteur a permis d'obtenir des résultats significatifs sur certains paramètres fonctionnels tels que :

- le diamètre du tube d'admission : L'influence de ce paramètre sur la perte totale de charge aux bornes du prototype développé a permis d'aboutir à une valeur optimum de 20 mm qui minimise la perte de charge sans altérer de façon significative sur les performances thermiques du capteur.

- le nombre de tube et le débit de circulation de l'air: L'étude de l'influence simultanée de ces 2 paramètres a permis notamment de montrer qu'avec 12 tubes montés en série et un débit de circulation égal à 10 m³/h, la température de l'air à la sortie du capteur solaire pour un rayonnement solaire global de 700 W/m² est assez élevé (> 110°C) afin d'assurer une charge suffisante du stockage de zéolithe ($X_z < 0.10$ kg/kg de zéolithe).

L'analyse des performances et le pré-dimensionnement obtenu sur le capteur solaire thermique et le stockage de zéolithe ont abouti à une étude de cas sur le fonctionnement du SSCS dans la satisfaction des besoins de chauffage d'une habitation BBC de 100 m² de SHON située en zone H1c. L'étude menée sur les 40 jours les plus froids de l'année a montré qu'avec les scénarii hydrique et thermique retenus, l'humidité absolue de l'air dans l'habitation et son débit d'écoulement étaient insuffisants pour garantir une production suffisante de puissance thermique au sein du stockage de zéolithe pour le chauffage. En guise de solution pour y remédier, les conclusions de l'étude suggère soit d'augmenter l'humidité absolue de l'air à l'entrée du stockage par ajout d'un humidificateur en amont de celui-ci, soit d'augmenter la vitesse d'écoulement de l'air au sein du stockage au-delà de son débit nominal de 180 m³/h. L'analyse conduite sur ce dernier point par le biais d'une étude paramétrique conduite portant sur 3 débits de circulation a permis de montrer que le débit de circulation

d'air de 3 vol/h permet de maintenir la température de l'air intérieur de l'habitation dans la plage de confort souhaitée, lorsque la température extérieure est supérieure à 5 °C. Pour des débits inférieurs ou lorsque la température est plus basse, l'utilisation d'un appoint thermique s'avère indispensable pour maintenir la température intérieure dans la plage de confort thermique. L'étude du fonctionnement en charge du SSCS a permis de montrer que la masse d'eau maximale désorbée par le stockage de zéolithe varie proportionnellement avec le débit d'écoulement d'air, et les valeurs obtenues pour les débits testés montrent que celles-ci permettent de couvrir les quantités adsorbées obtenues pendant le fonctionnement en décharge du SSCS sur les 40 JPFs.

L'objectif de ce travail de thèse était d'étudier le fonctionnement d'un système de stockage de chaleur par sorption intégré à une habitation individuelle. Cette étude a pu être réalisée par le biais de la simulation numérique à partir de modèles mathématiques des composants du SSCS validés expérimentalement. La principale conclusion se dégageant des résultats obtenus porte sur la faisabilité d'un tel système de stockage de chaleur longue durée par sorption pour l'habitat. Il a été démontré en effet que les réacteurs de zéolithe, sous conditions d'un débit d'air et d'une humidité absolue suffisants, pouvaient assurer partiellement ou complètement le chauffage d'une habitation individuelle. Toutefois, plusieurs points restent encore à étudier ou à approfondir dans la conception du SSCS.

Concernant le modèle de bâtiment développé dans le cadre de ces travaux, il serait intéressant, en vue de déterminer avec plus de précision la quantité de vapeur d'eau admise dans les modules de zéolithe, de disposer notamment d'un scénario d'apport hydrique prenant en compte les échanges avec les parois et l'effet tampon des objets (mobiliers, etc...) contenus dans l'habitation. Egalement, afin de tenir compte des phénomènes de mélange et de diffusion d'air dus aux gradients thermiques et massiques, le modèle monozone de bâtiment utilisé dans le cadre de ces travaux doit être délaissé au profit d'un modèle multizone plus précis prenant en compte tous ces aspects.

Concernant les modules de zéolithe, des essais expérimentaux de caractérisation doivent être menés notamment pour déterminer sur une gamme d'humidité et de température suffisamment large (3 g/kg as – 12 g/kg as et 10 °C – 200 °C), la chaleur de sorption, la capacité de sorption et la cinétique de sorption du couple utilisé. En outre, la densité énergétique des modules de zéolithe peut être améliorée, en optimisant par exemple le diamètre des billes de zéolithe. Ce point n'a pas été pris en compte lors de l'étude de sensibilité paramétrique et pourrait fournir des résultats sur la cinétique de sorption des billes et la réduction de la perte de charge aux bornes du lit. D'autre part un travail d'optimisation sur la configuration des modules de zéolithe peut être mené au moyen de la théorie constructale en vue notamment d'améliorer la répartition de l'écoulement au sein du lit de zéolithe (réduction des volumes morts). Ce travail d'optimisation doit également être appliqué au capteur solaire thermique en vue de la réduction des pertes de charges considérables sur son circuit. Concernant la configuration de capteur solaire thermique développée dans le cadre de ces travaux de thèse, ces pertes de charge le rendent inutilisable au sein d'une installation domestique malgré les bonnes performances thermiques affichées.

Conclusion Générale et Perspectives

Enfin, les résultats obtenus sur les performances globales du SSCS doivent faire l'objet d'une validation expérimentale. En effet, il est indispensable de réaliser, à partir des données expérimentales, une confrontation avec les résultats numériques obtenus.

ANNEXES

ANNEXE I

I.1. Propriétés de l'air humide

L'air humide est l'unique fluide caloporteur en circulation au sein du système. Il est utilisé à la fois comme fluide caloporteur dans le capteur solaire thermique lors de la charge et comme sorbat dans le réacteur thermochimique lors du processus de sorption (adsorption et désorption). Une bonne connaissance de ses propriétés thermophysiques est donc indispensable à la détermination des flux thermiques et de matières au sein et entre les différents composants du système de stockage de chaleur.

Dans le cadre de ces travaux de thèses, l'air humide est assimilé à un mélange de gaz parfaits identifiés comme étant de l'air sec (as) et de la vapeur d'eau (v). Cette approche simplificatrice a pour principale conséquence de permettre la détermination des propriétés thermophysiques de l'air humide comme une combinaison linéaire des propriétés de ses composants (air sec et vapeur).

L'objectif de cette annexe est de présenter les corrélations mathématiques utilisées pour la détermination des propriétés thermophysiques de l'air humide dans le cadre de ces travaux. Ces corrélations sont toutes issues de travaux de nombreux auteurs [1-3] sur le sujet et sont valables sur la plage de températures [200 K-1000 K].

I.1.1. La pression de vapeur saturante

La pression de vapeur saturante (P_{sat}) de l'air humide peut être obtenue à partir de l'équation d'Antoine [4] ci-dessous :

$$P_{sat}(T) = A - \frac{B}{C + T} \quad (\text{A.I.1})$$

où les coefficients A, B et C sont des constantes dont les valeurs sont présentées dans le Tableau I.1 et T la température du gaz en degré Kelvin :

Tableau A.I. 1 : Coefficients de l'équation d'Antoine pour le cas de la vapeur d'eau [4]

A (Pa)	B (Pa)	C (K)	Plage de validité
10.196213	1732.754903	-40.16	274.15 - 373.15
10.265093	1813.064903	-28.675	372.15 - 647.15

I.1.2. L'humidité relative HR et humidité absolue X

L'humidité relative (HR) de l'air humide se calcule à partir de sa pression de vapeur saturante et de la pression partielle de sa vapeur d'eau à partir de la corrélation suivante :

$$HR = \frac{P_v(T)}{P_{sat}(T)} \quad (\text{A.I.2})$$

Son humidité absolue x_{ah} (kg H₂O/ kg AS) définie comme étant la masse de vapeur d'eau contenue dans l'air par kg d'air sec est calculée comme :

$$x_{ah} = \frac{m_v}{m_{as}} = 0.622 \frac{P_v(T)}{P_{ah}(T) - P_v(T)} \quad (\text{A.I.3})$$

où $P_{ah}(T)$ est la pression totale du gaz.

Toutefois, dans le cadre de ces travaux, nous servirons de l'humidité absolue calculée à partir de la masse totale d'air :

$$X_{ah} = \frac{m_v}{m_T} = 0.391 \frac{P_v(T)}{P_{ah}(T)} \quad (\text{A.I.4})$$

I.1.3. L'enthalpie et l'entropie spécifique

McBride et al.[5] a développé la corrélation polynomiale suivante pour le calcul de la capacité calorifique à pression constante ($C_p(T)$) d'un gaz pur (g) assimilé à un gaz parfait :

$$C_p(T) = R_g \left(\sum_{i=1}^7 a_i T^{i-3} \right) \quad (\text{A.I.5})$$

où R_g est la constante spécifique du gaz (J/(kg.K)) et a_i ($i = 1, \dots, 7$) sont des coefficients numériques constants sur la plage de température définie ci-dessus et dont les valeurs pour l'air sec et la vapeur d'eau sont contenues dans le Tableau II.1.

De la corrélation ci-dessus on en déduit la capacité calorifique à volume constant ($C_v(T)$) du gaz pur à partir de relation suivante :

$$C_v(T) = C_p(T) - R \quad (\text{A.I.6})$$

Dès lors l'enthalpie spécifique et l'entropie spécifique d'un même gaz parfait se déduisent à partir des corrélations suivantes :

$$h(T) = h(T_o) + \int_{T_o}^T C_p(T) dT \quad (\text{A.I.7})$$

$$s(T) = s(T_o) + \int_{T_o}^T C_p(T) dT - R \ln\left(\frac{P}{P_o}\right) \quad (\text{A.I.8})$$

où $h(T_o)$ (J/kg) et $s(T_o)$ (J/(kg.K)) sont respectivement les enthalpie et entropie spécifiques de référence à la température de référence (T_o) et à la pression de référence (P_o) et P la pression du gaz. Dans le cadre de cette étude, l'enthalpie et l'entropie spécifique de référence sont respectivement définis à 0°C et à 1 atm.

En appliquant insérant la corrélation II.1 dans les corrélations II.3 et II.4, on obtient :

$$h(T) = h(T_o) + RT \left(-\frac{a_1}{T^2} + a_2 \frac{\ln(T)}{T} + \sum_{i=3}^7 a_i \frac{T^{i-3}}{i-2} \right) - RT_o \left(-\frac{a_1}{T_o^2} + a_2 \frac{\ln(T_o)}{T_o} + \sum_{i=3}^7 a_i \frac{T_o^{i-3}}{i-2} \right) \quad (\text{A.I.9})$$

$$s(T) = s(T_o) + R \left(-\frac{a_1}{2T^2} + \frac{a_2}{T} + a_3 \ln(T) + \sum_{i=4}^7 a_i \frac{T^{i-3}}{i-3} \right) - R \left(-\frac{a_1}{2T_o^2} + \frac{a_2}{T_o} + a_3 \ln(T_o) + \sum_{i=4}^7 a_i \frac{T_o^{i-3}}{i-3} \right) - R \ln\left(\frac{P}{P_o}\right) \quad (\text{A.I.10})$$

Les enthalpies spécifiques et entropies spécifiques de référence pour les cas de l'air sec et de la vapeur d'eau sont contenues dans le Tableau II.1.

En revenant à l'air humide et en désignant par X_{ah} la fraction massique de vapeur d'eau dans l'air, on peut dès lors en déduire par combinaison linéaire son enthalpie spécifique ($h(T, X)$) et son entropie spécifique ($s(T, X)$) au moyen des corrélations ci-dessous :

$$h(T, X_{ah}) = (1 - X_{ah}) * h(as, T) + X_{ah} * h(v, T) \quad (\text{A.I.11})$$

$$s(T, X_{ah}) = (1 - X_{ah}) * s(as, T) + X_{ah} * s(v, T) \quad (\text{A.I.12})$$

Tableau A.I. 2 : Propriétés et Coefficients thermophysiques de l'air sec et de la vapeur d'eau à 0°C et 1 atm [5]

Désignation	Unité	air sec	vapeur d'eau
Masse molaire	(kg/mol)	0.0289	0.018
Enthalpie de référence	(J/kg)	25104.7	2501014.5
Entropie de référence	(J/(kg.K))	6776	9156
a_1	(K ²)	10099.501	-39479.608
a_2	(K)	-196.827	575.573
a_3	1	5.009	0.932
a_4	(K ⁻¹)	-0.006	0.007
a_5	(K ⁻²)	1.066 x 10 ⁻⁵	-7.342 x 10 ⁻⁶
a_6	(K ⁻³)	7.940 x 10 ⁻⁹	4.955 x 10 ⁻⁹
a_7	(K ⁻⁴)	2.185 x 10 ⁻¹²	1.33 x 10 ⁻¹²

I.1.4. La capacité spécifique

La capacité spécifique à pression constante de l'air humide se déduit de son enthalpie spécifique au moyen de la corrélation :

$$C_p(T, X_{ah}) = \frac{d(h(T, X_{ah}))}{dT} \quad (\text{A.I.13})$$

Conformément à sa nature de gaz parfait, la capacité calorifique à volume constant de calcule à partir de la corrélation :

$$C_v(T, X_{ah}) = C_p(T, X_{ah}) - R_{ah} \quad (\text{A.I.14})$$

$$\text{où } R_{ah} \text{ se calcule comme : } R_{ah} = (1 - X_{ah})R_{as} + X_{ah} R_v \quad (\text{A.I.15})$$

I.1.5. L'énergie spécifique interne

Connaissant l'enthalpie spécifique, on peut calculer l'énergie spécifique interne au moyen de la corrélation :

$$u(T, X_{ah}) = h(T, X_{ah}) - R_{ah}T \quad (\text{A.I.16})$$

I.1.6. La densité

La densité s'obtient à partir de la corrélation de mélange suivante [2]:

$$\rho = \frac{P_{ah}(T)}{R_{ah}T} \quad (\text{A.I.17})$$

I.1.7. La viscosité dynamique

Il existe dans la littérature de nombreuses corrélations pour la détermination de la viscosité dynamique de l'air humide [1, 2, 6-9]. Parmi celles-ci, l'approche de Melling et al.[1, 2, 6-9] est celle qui dispose de l'erreur minimale (1%) en comparaison aux valeurs expérimentales. Toutefois, cette corrélation n'est applicable que pour des gammes de températures élevées [100°C-200°C]. Pour des températures plus faibles, la corrélation de Reid et al.[10] disposant d'une précision de (88%) pour la plage de température considérée sera adoptée.

⊗ Corrélation de Melling et al.[2] :

$$\mu(T, X_{ah}) = \left[(A_1 + A_2 \cdot T) + (B_1 + B_2 \cdot T) \cdot \frac{X_{ah}}{X_{ah} + \frac{M_v}{M_{as}}} + (C_1 + C_2 \cdot T) \cdot \left(\frac{X_{ah}}{X_{ah} + \frac{M_v}{M_{as}}} \right)^2 \right] * 10^{-6} \quad (\text{A.I.18})$$

où M_{as} et M_v sont les masses molaires de l'air sec et de la vapeur d'eau, et où A_1 , A_2 , B_1 , B_2 , C_1 et C_2 sont des coefficients tels que : $A_1=6.04534$ (Pa.s), $A_2=0.04249$ (Pa.s/K), $B_1=-6.83230$ (Pa.s), $B_2=0.00592$ (Pa.s/K), $C_1=-0.67799$ (Pa.s), $C_2=-0.01134$ (Pa.s/K).

⊗ Corrélation de Reid et al.[10] :

$$\mu(T, X_{ah}) = \frac{\mu_{as}}{1 + X_{ah} \cdot \frac{M_{as}}{M_v} \cdot \phi_{av}} + \frac{\mu_v}{1 + \frac{1}{X_{ah}} \cdot \frac{M_v}{M_{as}} \cdot \phi_{va}} \quad (\text{A.I.19})$$

avec
$$\phi = \left(\frac{36}{47}\right)^{0.5} * \left(1 + \left(\left(\frac{\mu_{as}}{\mu_v}\right)^{0.5}\right) * \left(\left(\frac{M_v}{M_{as}}\right)^{0.25}\right)\right)^2 \quad (\text{A.I.20})$$

$$\phi_{va} = 0.5 * \left(\frac{29}{94}\right)^{0.5} * \left(1 + \left(\left(\frac{\mu_v}{\mu_{as}}\right)^{0.5}\right) * \left(\left(\frac{M_{as}}{M_v}\right)^{0.25}\right)\right)^2 \quad (\text{A.I.21})$$

$$\mu_{as}(T) = \mu_0^{as} * (0.40401 + a_1 \cdot T + a_2 \cdot T^2 + a_3 \cdot T^3 + a_4 \cdot T^4) \quad (\text{A.I.22})$$

$$\mu_v(T) = \mu_0^v * \left(\frac{T}{b_w}\right)^{0.5} / (0.0181583 + 0.0177624 * \left(\frac{b_w}{T}\right) + 0.0105287 * \left(\frac{b_w}{T}\right)^2 - 0.0036744 * \left(\frac{b_w}{T}\right)^3) \quad (\text{A.I.23})$$

où μ_{as} et μ_v sont les viscosité dynamiques de l'air sec et de la vapeur d'eau, et où a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , et b_w sont des coefficients tels que : $a_1=0.074582$ (K⁻¹), $a_2=-5.7171 \times 10^{-5}$ (K⁻²), $a_3=2.9928 \times 10^{-8}$ (K⁻³), $a_4=-6.2524 \times 10^{-12}$ (K⁻⁴), $b_w=647.27$ (K).

I.1.8. La conductivité thermique

Reid et al.[10] proposent la corrélation suivante pour le calcul de la conductivité thermique de l'air humide :

$$k(T, X_{ah}) = \frac{k_{as}(T)}{1 + X_{ah} \cdot \frac{M_{as}}{M_v} \cdot \psi_{av}} + \frac{k_v(T)}{1 + \frac{1}{X_{ah}} \cdot \frac{M_v}{M_{as}} \cdot \psi_{va}} \quad (\text{A.I.24})$$

avec
$$\psi_{av} = \frac{0.80}{2\sqrt{2}} * \left(1 + \frac{M_{as}}{M_v}\right)^{-0.5} * \left(1 + \left(\left(\frac{\mu_{as} \cdot M_v}{\mu_v \cdot M_{as}}\right)^{0.5}\right) * \left(\frac{M_{as}}{M_v}\right)^{0.25}\right)^2 \quad (\text{A.I.25})$$

$$\psi_{va} = \frac{0.80}{2\sqrt{2}} * \left(1 + \frac{M_v}{M_{as}}\right)^{-0.5} * \left(1 + \left(\left(\frac{\mu_v \cdot M_{as}}{\mu_{as} \cdot M_v}\right)^{0.5}\right) * \left(\frac{M_v}{M_{as}}\right)^{0.25}\right)^2 \quad (\text{A.I.26})$$

et où les conductivité thermiques de l'air sec (k_{as}) et de la vapeur d'eau (k_v) sont calculées à partir de la corrélation :

$$k(T) = (A + B.T + C.T^2 + D * T^3) \quad (\text{A.I.27})$$

les coefficients (A, B, C, D) pour l'air sec et la vapeur d'eau sont contenus dans le Tableau ci-dessous :

Tableau A.I. 3 : Coefficients numériques pour le calcul de la conductivité thermique de l'air sec et de la vapeur d'eau [10]

Désignation	Unité	air sec	vapeur d'eau
A	W/(mK)	-0.568×10^{-3}	0.312×10^{-1}
B	W/(mK ²)	0.108×10^{-3}	-0.133×10^{-3}
C	W/(mK ³)	-7.395×10^{-8}	0.381×10^{-6}
D	W/(mK ⁴)	3.730×10^{-11}	$-0.2. \times 10^{-10}$

I.1.9. Le nombre de Prandtl

Par définition, le nombre de Prandtl se calcule à partir de la corrélation suivante :

$$\text{Pr}(T, X_{ah}) = \frac{C_p(T, X_{ah}) * \mu(T, X_{ah})}{k(T, X_{ah})} \quad (\text{A.I.28})$$

I.2. Modélisation d'un volume d'air humide avec échanges couplés de masse et de chaleur avec son environnement

Soit le volume d'air V ci-après, l'objectif de ce paragraphe est de présenter un modèle numérique de transfert couplés de masse et de chaleur entre V et son environnement afin de déterminer l'évolution de ses grandeurs caractéristiques ($m, h_v, X_{ah,v}$) dans le temps.

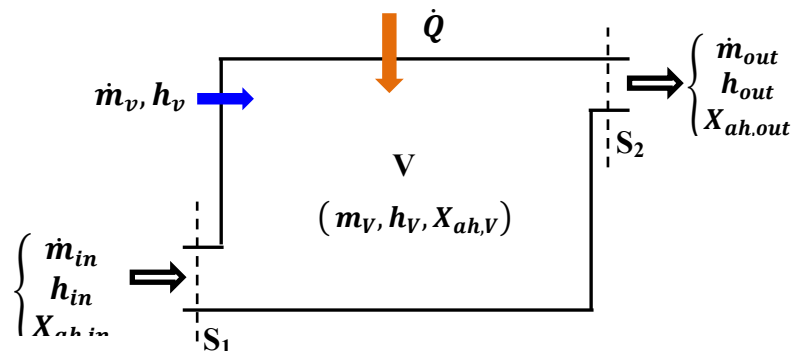


Figure A.I. 1 : Représentation schématique des échanges thermiques et massiques entre un volume V et son environnement

Ce modèle servira par la suite comme modèle du volume d'une pièce au sein du modèle d'une maison individuelle. Les hypothèses suivantes sont formulées à des fins simplificatrices :

- Le système est supposé évoluer à pression constante c-a-d la pression à l'intérieur du volume V est supposé uniforme et constante ;
- Les pertes de charges entre l'entrée et la sortie du volume V seront négligées;
- le mélange entre l'air admis et le volume d'air du système est supposé parfait ;

Les grandeurs $\dot{m}_{in}, h_{in}, X_{ah,in}$ (resp. $\dot{m}_{out}, h_{out}, X_{ah,out}$) désignent respectivement le débit massique (kg/s) d'air admis (resp. le débit massique (kg/s) d'air expulsé), l'enthalpie spécifique (J/kg) de l'air admis (l'enthalpie spécifique d'air expulsé) et la fraction massique (kg/kg d'air humide) de vapeur d'eau d'air admis (la fraction massique (kg/kg d'air humide) de vapeur d'eau d'air admis). Puis, $m, h_v, X_{ah,v}, T_v$ désignent respectivement la masse (kg) d'air humide dans le volume, son enthalpie spécifique (J/kg), la fraction massique (kg/kg d'air humide) de vapeur d'eau de l'air. On admet une source/puits de vapeur d'eau au débit massique de \dot{m}_v (kg/s) au sein du volume.

Les équations mathématiques suivantes décrivent les différents bilans thermiques et massiques au sein du volume V :

- bilan massique sur la vapeur d'eau :

$$\frac{d}{dt}(m_v \cdot X_{ah,v}) = \dot{m}_{in} \cdot X_{ah,in} + \dot{m}_v - \dot{m}_{out} \cdot X_{ah,out} \quad (\text{A.I.29})$$

- bilan massique sur l'air humide :

$$\frac{d}{dt}(m_v) = \dot{m}_{in} + \dot{m}_v - \dot{m}_{out} \quad (\text{A.I.30})$$

- bilan thermique dans le volume :

$$\frac{d}{dt}(m_v \cdot h_v) = \dot{m}_{in} \cdot h_{in} + \dot{Q} + \dot{m}_v \cdot h_v - \dot{m}_{out} \cdot h_{out} \quad (\text{A.I.31})$$

La résolution des équations bilans ci-dessus nécessite la connaissance des conditions initiales et aux limites suivantes :

⊗ conditions initiales :

- $m_v(t = 0) = m_0$
- $X_{ah,v}(t = 0) = X_0$
- $h_v(t = 0) = h_0$

⊗ conditions aux limites :

- \dot{Q}
- $\dot{m}_v \cdot h_v$
- $\dot{m}_{in}, h_{in}, X_{ah,in}, \dot{m}_{out}, h_{out}, X_{ah,out}$

I.3. Corrélations pour le calcul du rayonnement solaire direct et diffus sur un plan incliné

Calcul du rayonnement solaire direct

Dans ce paragraphe, nous allons présenter les corrélations pour le calcul du rayonnement solaire direct ($I_{b,T}$) et diffus ($I_{d,T}$) sur un plan incliné (d'un angle β par rapport à l'horizontale) à partir de mesures expérimentales du rayonnement solaire global ($I_{glo,hor}$) et

diffus ($I_{dif,hor}$) sur un plan horizontal. Le but est d'aboutir à la détermination du rayonnement solaire global (I_T) sur le plan incliné.

La mesure de la composante normale du rayonnement solaire direct ($I_{b,hor,nor}$) incident sur une surface horizontale est obtenue à partir de la corrélation :

$$I_{b,hor,nor} = I_{glo,hor} - I_{d,hor} \quad (\text{A.I.32})$$

Le rayonnement solaire direct reçu par une surface inclinée s'obtient à partir de la corrélation :

$$I_{b,T} = \cos(\theta_i) \cdot \frac{I_{b,hor,nor}}{\cos(\theta_s)} \quad (\text{A.I.33})$$

où θ_s est l'angle au zénith du soleil et θ_i l'angle d'incidence du rayonnement (Cf. Figure A.I.2).

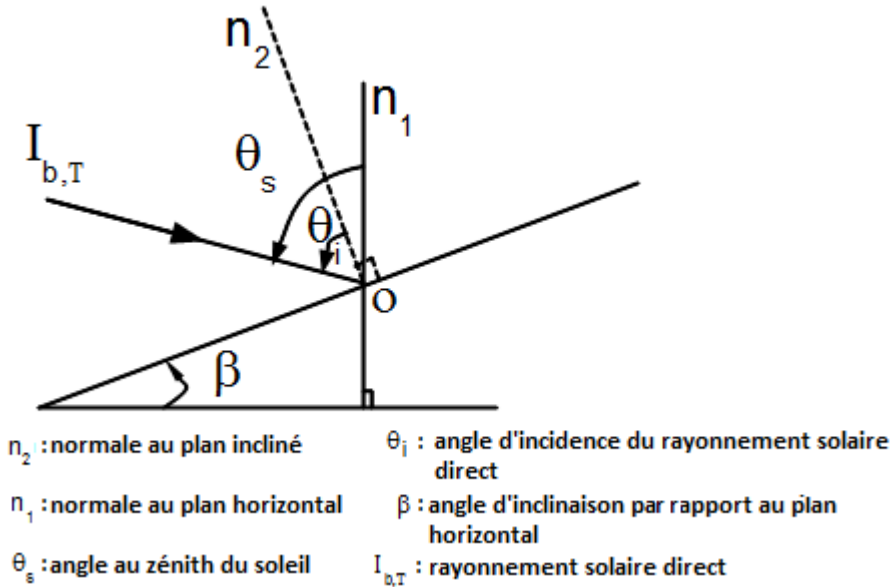


Figure A.I. 2 : Angle au zénith et angle d'incidence du rayonnement solaire direct sur un plan incliné

où L'angle d'incidence (θ_i) s'obtient au moyen de la série de corrélations suivantes [11]:

$$\cos(\theta_i) = \cos(\beta) * [\cos(\delta) * \cos(\omega) * \cos(\lambda) + \sin(\delta) * \sin(\lambda)] + \sin(\beta) * \sin(\phi) * [\cos(\delta) * \cos(\omega) * \sin(\lambda) - \sin(\delta) * \cos(\lambda)] \quad (\text{A.I.34})$$

avec

$$\sin(\delta) = -\sin(23.45^\circ) * \cos\left(\frac{n(t) + 10}{365.25} * 360^\circ\right) \quad (\text{A.I.35})$$

$$\omega(t) = \frac{t_{sol}(t) - 12h}{24h} * 360^\circ \quad (\text{A.I. 36})$$

$$t_{sol}(t) = t_{std}(t) + \frac{L_{std} - L_{loc}}{15^\circ/h} + \frac{E_t}{60 \text{ min}/h} \quad (\text{A.I. 37})$$

$$E_t(t) = 9.87 \sin(2B(t)) - 7.53 \cos B(t) - 1.5 \sin B(t) \quad (\text{A.I. 38})$$

$$B(t) = 360^\circ \left(\frac{n(t) - 81}{364} \right) \quad (\text{A.I. 39})$$

où $n(t)$ est le i -ième jour de l'année, δ la déclinaison, ω l'angle horaire, λ la latitude du lieu, ϕ l'azimuth du plan, $t_{sol}(h)$ le temps solaire, $t_{std}(h)$ le temps standard qui est le temps correspondant au méridien de référence de la zone, $L_{std}(deg)$ la longitude du méridien de référence, $L_{loc}(deg)$ la longitude du lieu, $E_t(min)$ l'équation du temps et $B(deg)$ un facteur.

Calcul du rayonnement solaire diffus

Le rayonnement solaire diffus reçu sur un plan incliné se calcule à partir des mesures du rayonnement solaire global ($I_{glo,hor}$) et diffus ($I_{dif,hor}$) reçu sur un plan horizontal au moyen de la corrélation de Ineichen et al.[12] :

$$I_{d,T} = I_{d,hor} \cdot \frac{1 + \cos(\beta)}{\cos(\theta_s)} + \rho_{gr} \cdot I_{glo,hor} \cdot \frac{1 - \cos(\beta)}{\cos(\theta_s)} \quad (\text{A.I.40})$$

où ρ_{gr} est le coefficient de réflexion du sol du lieu.

Calcul du rayonnement solaire global reçu sur un plan incliné

Les corrélations (A.I.33) et (A.I.40) permettent d'en déduire le rayonnement solaire reçu sur un plan incliné (I_T) :

$$I_T = I_{b,T} + I_{d,T} \quad (\text{A.I.41})$$

I.4. Corrélations pour le calcul des angles θ_t et θ_L , respectivement projection transversale et projection longitudinale de l'angle d'incidence θ_i sur les plans transversal et longitudinal des tubes

Soit les angles suivant sur le plan incliné constitué par le capteur solaire et indispensables pour la détermination de la position du soleil dans le ciel et de l'orientation du plan des tubes du capteur (Cf. Figure A.I.3).

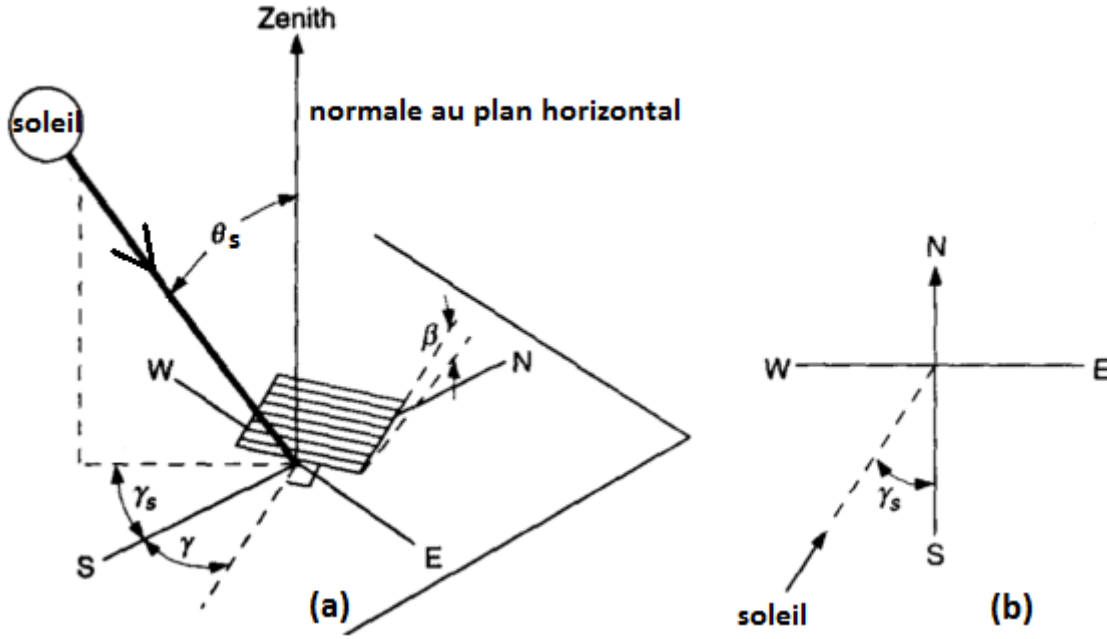


Figure A.I. 3 : (a) Angle au zénith du soleil (θ_s), azimuth de la surface (γ), azimuth du soleil (γ_s), angle d'inclinaison du plan (β) ; (b) plan montrant l'azimuth du soleil [11]

Soit un plan (OXYZ) défini sur un capteur solaire thermique. Sur chaque tube du capteur, le plan est orienté de façon à ce que (OZ) soit la direction Nord-Sud sur le plan incliné du capteur, (OX) la direction Ouest-Est, et (OY) la direction normale aux tubes du capteur solaire (Cf. Figure A.I.4).

Le point O est un point sur le tube externe du capteur et IO est le rayonnement direct incident impactant le tube en ce point. En rapportant la distance IO à l'unité, on définit les coordonnées (x,y,z) de ce vecteur tel que :

$$x = \cos(\delta) \cdot \sin(\omega) \quad (\text{A.I.42})$$

$$y = \cos(\phi - \beta - \delta) - \cos(\delta) \cdot \cos(\phi - \beta) \cdot (1 - \cos(\omega)) \quad (\text{A.I.43})$$

$$z = \sin(\phi - \beta - \delta) - \cos(\delta) \cdot \sin(\phi - \beta) \cdot (1 - \cos(\omega)) \quad (\text{A.I.44})$$

Sur la Figure A.I.5, le vecteur r est la projection sur le plan (ZOX) du rayon incident OI. Le plan (Z'OX') s'obtient par rotation du plan (ZOX) autour de l'axe (OY). Sur ce plan, on définit un nouveau jeu de coordonnées (x', y, z') telles que :

$$\left. \begin{aligned} \cos(\theta_s + \gamma) &= \frac{x}{r} \\ \cos(\theta_s + \gamma) &= \frac{x'}{r} \end{aligned} \right\} x' = x \cdot \frac{\cos(\theta_s + \gamma)}{\cos(\theta_s)} \quad (\text{A.I.45})$$

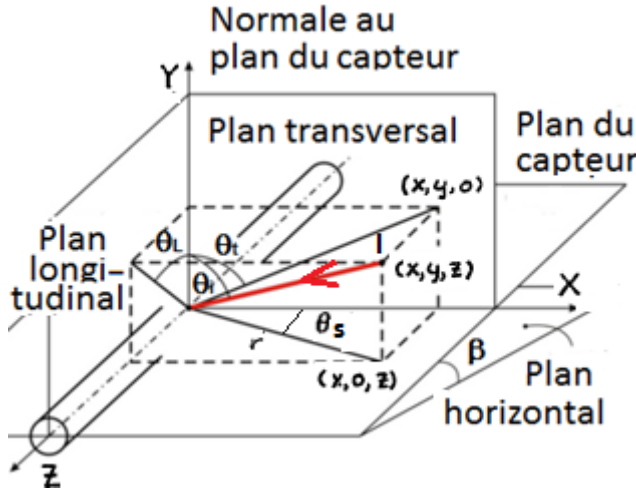


Figure A.I. 4 : Angle d'incidence, angle transversal et angle longitudinal du rayonnement solaire direct incident avec $\gamma=0$

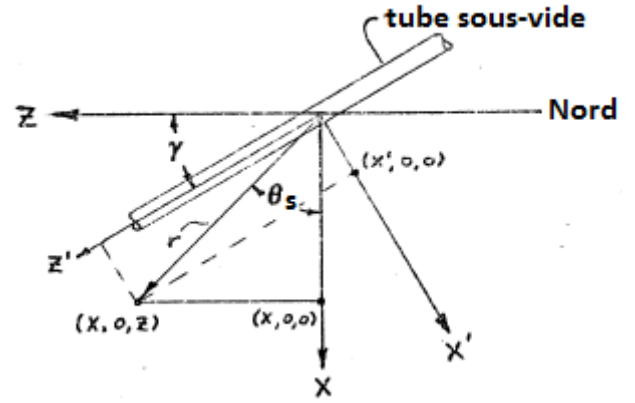


Figure A.I. 5 : projection sur le plan du capteur du rayonnement solaire direct incident avec $\gamma \neq 0$

De même ;

$$\left. \begin{aligned} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta_s\right) &= \frac{z}{r} \\ \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta_s - \gamma\right) &= \frac{z'}{r} \end{aligned} \right\} z' = z \cdot \frac{\sin(\theta_s + \gamma)}{\sin(\theta_s)} \quad (\text{A.I.46})$$

Les corrélations A.I.42, A.I.43, A.I.44, A.I.45, A.I.46 permettent d'en déduire les angles θ_t et θ_L , constituant respectivement la projection transversale et la projection longitudinale de l'angle d'incidence θ_i sur les plans transversal et longitudinal du tube sous-vide du capteur solaire:

$$\begin{aligned} \theta_L &= \frac{z'}{y} \\ &= \arctan\left(\frac{\sin(\theta_s + \gamma)}{\sin(\theta_s)} \frac{\sin(\phi - \beta - \delta) - \cos(\delta) \cdot \sin(\phi - \beta) \cdot (1 - \cos(\omega))}{\cos(\phi - \beta - \delta) - \cos(\delta) \cdot \cos(\phi - \beta) \cdot (1 - \cos(\omega))}\right) \end{aligned} \quad (\text{A.I.47})$$

$$\begin{aligned} \theta_t &= \frac{x'}{y} \\ &= \arctan\left(\frac{\cos(\theta_s + \gamma)}{\cos(\theta_s)} \frac{\cos(\delta) \cdot \sin(\omega)}{\cos(\phi - \beta - \delta) - \cos(\delta) \cdot \cos(\phi - \beta) \cdot (1 - \cos(\omega))}\right) \end{aligned} \quad (\text{A.I.48})$$

I.5. Détermination des coefficients de transfert convectif ($h_{\text{conv}_{g1,\text{ext}}}$, $h_{\text{conv}_{ad,1}}$, $h_{\text{conv}_{ad,2}}$, $h_{\text{conv}_{g2,2}}$)

- $h_{\text{conv}_{g1,\text{ext}}}$: Coefficient d'échange convectif entre la surface externe du tube g1 et l'air ambiant

Une bonne approximation de ce coefficient peut être obtenu à partir de la corrélation de Jurgens [27] établie expérimentalement et qui exprime ce coefficient sous la forme d'un polynôme de degré 1, et valable pour une vitesse moyenne du vent inférieure à 5 m/s [28]:

$$h_{conv_{g1,ext}} = 5.678 + 3.8 * V \quad (\text{A.I.49})$$

La détermination des coefficients d'échange convectif $h_{conv_{ad,1}}$, $h_{conv_{ad,2}}$, $h_{conv_{g2,2}}$ est conditionnée par la connaissance de leur nombre de Nusselt respectif.

- $h_{conv_{ad,1}}$: Coefficient d'échange convectif entre l'air dans le tube d'admission et la paroi de celui-ci

Le cas de $h_{conv_{ad,1}}$ fait appel au nombre de Nusselt d'un écoulement de fluide dans une conduite cylindrique. Il peut être obtenu, suivant le régime d'écoulement et en supposant le régime établi, au travers des corrélations suivantes :

$$Nu = \begin{cases} 1.86 * (Re * Pr)^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{d}{L}\right)^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14} & [29] \quad \text{si } Re < 2000 & (\text{A.I.50}) \\ 0.023 * (Re)^{\frac{4}{5}} * Pr^{0.4} & [30] \quad \text{si } Re > 4000 & (\text{A.I.51}) \end{cases}$$

où Re, Pr sont respectivement le nombre de Reynolds et le nombre de Prandlt du fluide considéré.

- $h_{conv_{ad,2}}$ (resp. $h_{conv_{g2,2}}$) : Le coefficient d'échange convectif entre l'air dans l'espace annulaire et la paroi externe du tube d'admission (resp. la paroi interne du tube g2)

$h_{conv_{ad,2}}$, $h_{conv_{g2,2}}$ sont calculés dans le cas d'un écoulement de fluide dans un anneau cylindrique. Soient Nu_i (resp. Nu_o) le nombre de Nusselt du transfert thermique convectif sur la paroi externe (resp. interne) du tube d'admission (resp. tube g2). Pour un écoulement laminaire en régime établi et sous l'hypothèse d'un flux uniforme aux parois considérées (hypothèse justifiée étant donné la faible longueur de chacun des volumes élémentaires du domaine segmenté), les corrélations de Kays and Perkins [31] permettent le calcul du Nusselt à partir des corrélations suivantes :

$$Nu_i = \frac{Nu_{ii}}{1 - \frac{q_o}{q_i} \zeta_i} \quad \text{si } Re < 2000 \quad (\text{A.I.52})$$

$$Nu_o = \frac{Nu_{oo}}{1 - \frac{q_o}{q_i} \zeta_o} \quad \text{si } Re < 2000 \quad (\text{A.I.53})$$

où q_i (resp. q_o) désigne le flux thermique échangé avec la paroi externe du tube d'admission (resp. la paroi interne du tube g2). Les coefficients Nu_{ii} , Nu_{oo} , ζ_i , ζ_o qui sont fonction du rapport diamètre du tube d'admission/diamètre du tube g2 (Di/Do), sont contenus dans le Tableau A.I.4.

Tableau A.I. 4: Coefficients d'influence pour les écoulements laminaires en régime établi dans des conduites annulaires cylindriques avec flux constant aux parois considérées

Di/Do	Nu_{ii}	Nu_{oo}	ζ_i	ζ_o
0	-	4.364	∞	0
0.5	17.81	4.792	2.18	0.0294
0.10	11.91	4.834	1.383	0.0562
0.20	8.499	4.833	0.905	0.1041
0.40	6.583	4.979	0.603	0.1823
0.60	5.912	5.099	0.473	0.2455
0.80	5.58	5.24	0.401	0.299
1.00	5.385	5.385	0.346	0.346

Pour des écoulements turbulents, les corrélations A.I.52 et A.I.53 ne s'appliquent plus car les coefficients Nu_{ii} , Nu_{oo} , ζ_i , ζ_o deviennent dépendants aussi du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl, ce qui rend le calcul du Nusselt complexe. Dès lors, une approximation de ce calcul est obtenue au moyen de la relation de Dittus-Boelter [30] (Cf. Equation (II.42)), en se servant du diamètre hydraulique (D_h).

I.6. Perte de charge

Physiquement, la perte de charge représente l'énergie mécanique dégradée par unité de volume dans l'écoulement, et transformée en chaleur. Lors de son calcul, elle se présente sous 2 formes : les pertes de charge linéiques et les pertes de charge singulières.

- Les pertes de charge linéiques

La perte de charge (ΔP) d'un écoulement dans une canalisation de longueur L et de diamètre hydraulique D_h est donnée par la corrélation suivante :

$$\Delta P = \lambda_{lin} * \frac{l}{D_h} * \rho * \frac{u^2}{2} \quad (\text{A.I.54})$$

où λ_{lin} est le coefficient de perte de charge linéique : il est sans dimension et est dépendant du régime d'écoulement, ρ est la masse volumique du fluide (kg/m^3), et u la vitesse moyenne de l'écoulement (m/s). La corrélation A.I.54 s'applique au calcul de la perte de charge de l'écoulement d'air au sein du tube d'admission, de même qu'au sein de l'espace annulaire entre ce tube et le tube g2. Cependant, les géométries de ces 2 domaines d'écoulement étant différentes, il s'avère indispensable de déterminer le coefficient de perte de charge linéique caractéristique de chacune de ces géométries.

➤ Détermination du coefficient de perte de charge linéique λ_{lin}

- Cas du tube d'admission (assimilé à une canalisation cylindrique)

En régime laminaire ($Re < 2000$), les forces de viscosité l'emportent sur les effets inertiels de l'écoulement et la corrélation de Poiseuille suivante est une bonne approximation du coefficient de perte de charge linéique :

$$\lambda_{lin} = \frac{64}{Re} \quad (\text{A.I.55})$$

En régime turbulent ($Re > 4000$), les forces d'inerties de l'écoulement deviennent non négligeables. Pour ce type d'écoulements, la littérature regorge de nombreuses corrélations pour le calcul du coefficient de perte de charge linéique. Dans le cadre de ces travaux, la corrélation de Colebrook-White [32] est adoptée car elle est combinée au mieux simplicité et précision acceptable sur la valeur du coefficient de perte de charge linéique :

$$\frac{1}{\lambda_{lin}^2} = -2 * \log \left[\frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda_{lin}}} + \frac{\epsilon}{3.7 D_h} \right] \quad (\text{A.I.56})$$

où ϵ est la rugosité de la paroi interne de la canalisation. Dans le cas de canalisations lisses (ce qui sera le cas dans cette étude), $\epsilon = 2.5 * 10^{-5} \text{ (m)}$.

Dans la zone du régime transitoire ($2000 < Re < 4000$), le coefficient de perte de charge linéique peut être obtenu par interpolation polynomiale au moyen d'un polynôme d'Hermite de degré 3 (f), entre la région d'écoulement laminaire (λ_{lam}, Re_{lam}) et la région d'écoulement turbulent ($\lambda_{turb}, Re_{turb}$) de façon suivante :

$$\log(\lambda_{lin}) = f(\log(Re)) \quad (\text{A.I.57})$$

Le détail de ce calcul est présenté en section A.I.7.

- Cas de l'anneau cylindrique

L'application des théorèmes sur la conservation de l'énergie et de la quantité de mouvement en mécanique des fluides permet d'aboutir au résultat selon lequel le coefficient de perte de charge linéique ($\lambda_{lin,ac}$) dans le cas d'un écoulement dans un anneau cylindrique est égal à celui obtenu dans une canalisation de diamètre hydraulique équivalent multiplié par un facteur G , comme le montre la corrélation ci-après [33]:

$$\lambda_{lin,ac} = \lambda_{lin} * G \quad (\text{A.I.58})$$

où

$$G = \frac{\left(\frac{R_{g2}}{R_{ad,ext}} - 1 \right)^2}{1 + \left(\frac{R_{g2}}{R_{ad,ext}} \right)^2 - \frac{\left(\frac{R_{g2}}{R_{ad,ext}} \right)^2 - 1}{\ln \frac{R_{g2}}{R_{ad,ext}}}} \quad (\text{A.I.59})$$

$R_{ad,ext}$ étant le rayon externe du tube d'admission et R_{g2} le rayon interne du tube g2. On remarquera que lorsque $R_{ad,ext} \rightarrow 0$, $G \rightarrow 1$ et l'on retrouve l'expression pour le cas d'une section circulaire. Le paramètre adimensionnel G se présente comme un facteur de forme lié à la dissipation d'énergie au sein de l'écoulement et ne dépend que du rapport géométrique $R_{g2}/R_{ad,ext}$.

- Les pertes de charges singulières

Les pertes de charge singulières au sein de chaque tube du capteur solaire sont principalement dues à l'élargissement à la sortie du tube d'admission, à la formation de tourbillons au fond du tube g2 et à aux courbures présentes au sein des connexions entre les tubes. Leurs calculs est effectué à partir de la corrélation ci-contre :

$$\Delta P = \lambda_{sing} * \rho * \frac{v^2}{2} \quad (\text{A.I.60})$$

où λ_{sing} est le coefficient de perte de charge singulière, qui est propre à chaque singularité et est déterminé de façon empirique. La Figure A.I.6 présente quelques valeurs prises dans la littérature de coefficients de pertes singulières relatifs à quelques configurations couramment rencontrées.

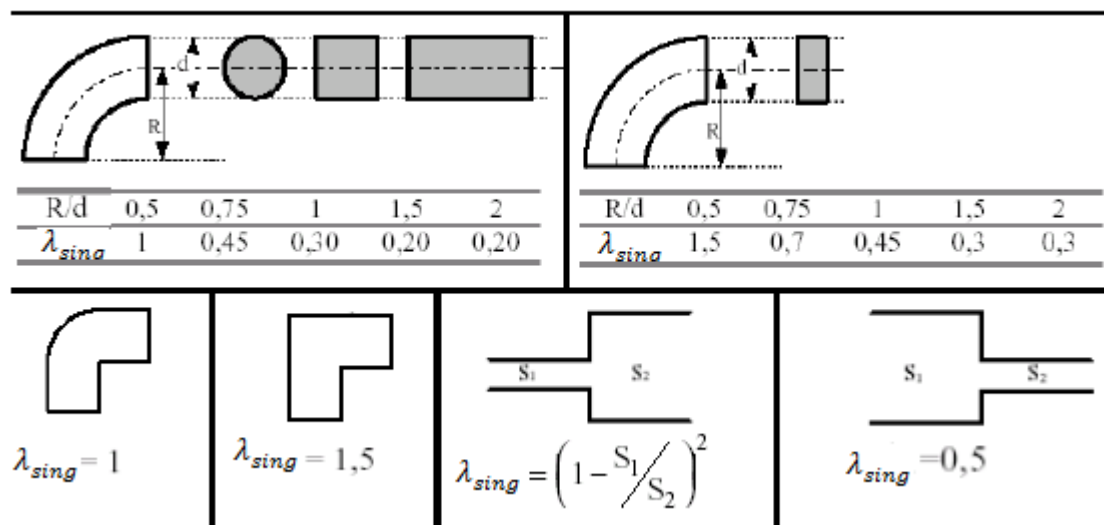


Figure A.I. 6 : Coefficients de pertes charges singulières [34]

I.7. Méthode par interpolation appliqué au calcul de la perte de charge dans le régime transitoire

Dans la zone du régime transitoire ($2000 < Re < 4000$), le coefficient de perte de charge linéique λ_{lin} ne dépend plus uniquement juste du nombre de Reynolds ou de la rugosité de la conduite. Son estimation est plus complexe et le polynôme cubique d'Hermite en base

logarithmique constitue une bonne approche pour une interpolation de sa valeur dans la zone du régime transitoire.

La méthode consiste à définir une fonction f telle que :

$$\log(\lambda_{lin,lam}) = f(\log(Re)) \quad Re < 2000 \quad (\text{A.I.61})$$

$$\log(\lambda_{lin,trans}) = f(\log(Re)) \quad 2000 < Re < 4000 \quad (\text{A.I.62})$$

$$\log(\lambda_{lin,turb}) = f(\log(Re)) \quad 4000 < Re \quad (\text{A.I.63})$$

La fonction f est définie sur l'intervalle $[\log(2000) ; \log(4000)]$. Soit le changement de variable suivant : $X = \log(Re)$ et $Y = f(X)$. On définit :

$$Y_1 = f(X_1) = f(\log(Re_1)) = \log(\lambda_{lin,lam}) = \log\left(\frac{64}{Re_1}\right) \quad \text{où} \quad Re_1 = 2000 \quad (\text{A.I.64})$$

$$Y_2 = f(X_2) = f(\log(Re_2)) = \log(\lambda_{lin,turb}) \quad \text{où} \quad Re_2 = 4000 \quad (\text{A.I.65})$$

Les corrélations A.I.54 et A.I.56 permettent de définir la pente Y_{2d} de la fonction f dans le voisinage de la zone de turbulence :

$$Y_{2d} = 2 + \frac{2 * 5.74 * 0.9}{\log\left(\frac{\epsilon}{3.7} + \frac{5.74}{Re_2^{0.9}}\right) * Re_2^{0.9} * \frac{\epsilon}{3.7} + \frac{5.74}{Re_2^{0.9}}} \quad (\text{A.I.66})$$

En effectuant le changement de variable : $t = \frac{X - X_1}{X_2 - X_1} \quad h = X_2 - X_1$

on obtient :

$$Y(t) = Y_1 \cdot [2t^3 - 3t^2 + 1] + h \cdot [t^3 - 2t^2 + t] + Y_2 \cdot [2t^3 - 3t^2] + h \cdot Y_{2d} \cdot [t^3 - t^2] \quad (\text{A.I.67})$$

La corrélation A.I.67 a été validée par Idelchick et al.[13] qui établit son erreur à 3% de la valeur mesurée.

I.8. Modélisation des composants auxiliaires

Ce paragraphe est consacré à la présentation des modèles mathématiques des principaux composants auxiliaires du système. Il s'agit principalement du ventilateur en charge de la circulation d'air au sein du système, et de l'échangeur de chaleur.

I.8.1. Le ventilateur

Le ventilateur crée la différence de pression permettant l'écoulement de l'air dans le circuit. La puissance utile fournie à l'air traversant le ventilateur est définie comme étant la puissance consommée par un ventilateur parfait pour véhiculer un débit Q_v d'air en y créant une augmentation de pression dynamique ∇P .

$$\dot{P}_u = Q_v * \nabla P \quad (\text{A.I.68})$$

Durant son fonctionnement, le ventilateur ne restitue à l'air qu'une partie de la puissance électrique qu'il reçoit. Des pertes diverses sont générées lors de son fonctionnement. La puissance consommée par un ventilateur réel pour fournir la puissance utile \dot{P}_u est donnée par la corrélation :

$$\dot{P}_{elec} = \frac{Q_v * \nabla P}{\eta_{hydr} * \eta_{elec}} \quad (\text{A.I.69})$$

où η_{hydr} et η_{elec} sont respectivement le rendement hydraulique et le rendement électrique du ventilateur.

Lorsque les caractéristiques d'un réseau sont connues (débit, perte de charge), le choix du ventilateur devant assurer la circulation de l'air sur ce réseau s'effectue à partir de courbes caractéristiques qui représentent l'évolution de grandeurs (gain de pression, puissance consommées, rendement global, etc..) en fonction du débit volumique pulsé. La plupart de ces diagrammes sont souvent établis pour de l'air standard ($P = 101325 \text{ Pa}$, $\text{Temp.} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $\text{HR} = 50 \text{ \%}$).

Quand on branche un ventilateur sur un circuit, il stabilise son débit à une valeur pour laquelle la pression qu'il fournit équivaut à la résistance du circuit. Soit le point de fonctionnement (A1) situé sur la courbe caractéristique d'un ventilateur branché sur un circuit défini par la courbe de charge O1 et aux caractéristiques suivantes : débit d'air Q1, pression totale (pression statique + pression dynamique) p1 et vitesse de rotation n1 (Cf. Figure A.I.5).

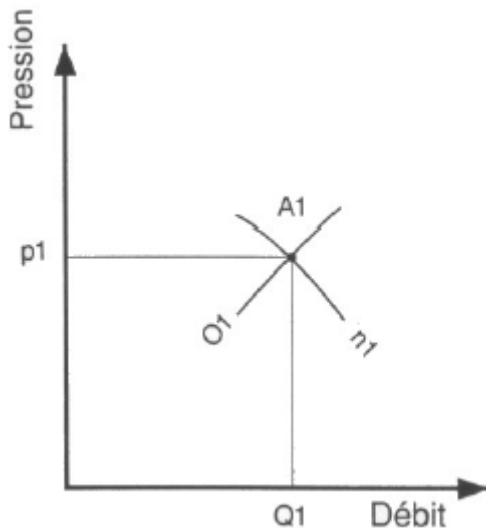


Figure A.I. 7 : Courbe de charge et point de fonctionnement d'un ventilateur

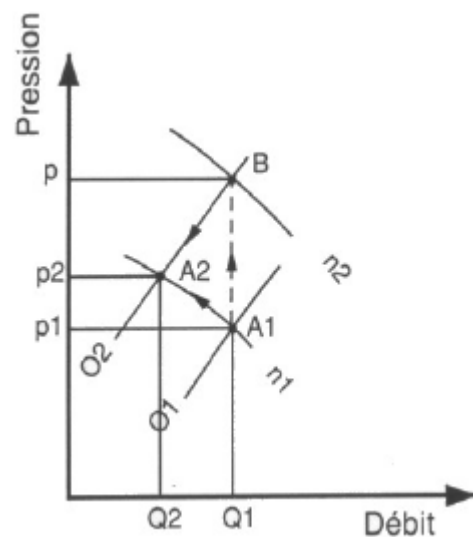


Figure A.I. 8 : Fonctionnement d'un ventilateur

Si le réseau initialement défini au point A1 est plus résistant que prévu, il est en réalité caractérisé par la caractéristique de réseau équivalent O2 et si la vitesse de rotation du ventilateur n1 n'est pas modifiée, on aura un glissement du point de fonctionnement du ventilateur sur la courbe de vitesse n1 de A1 en A2 qui est le point de rencontre avec la caractéristique du réseau O2 (Cf. Figure A.I.6). Le débit refoulé diminue ainsi et devient égale à Q2. La pression augmente et devient égale à p2. Pour conserver le même débit Q1 d'air, il

faudra augmenter la vitesse de rotation du ventilateur (donc sa consommation électrique) dans le rapport Q1/Q2.

I.8.2. Les échangeurs de chaleur

Dans ce paragraphe nous allons présenter les équations relatives à la modélisation simplifiée d'un échangeur de chaleur. On distingue en général 2 démarche pour le dimensionnement d'échangeurs de chaleur : (i) la méthode DTLM ou méthode des Différences de Températures Logarithmiques Moyennes, (ii) et la méthode NUT ou méthode au Nombre d'Unités de Transfert. La Figure A.I.8 montre une représentation du parcours des fluides à l'intérieur de l'échangeur de chaleur, suivant 2 configurations de fonctionnement : contre-courant et co-courant. Pendant le fonctionnement en décharge du système de stockage, le fluide chaud est constitué par l'air en provenance de l'habitation et le fluide froid par l'air extérieur.

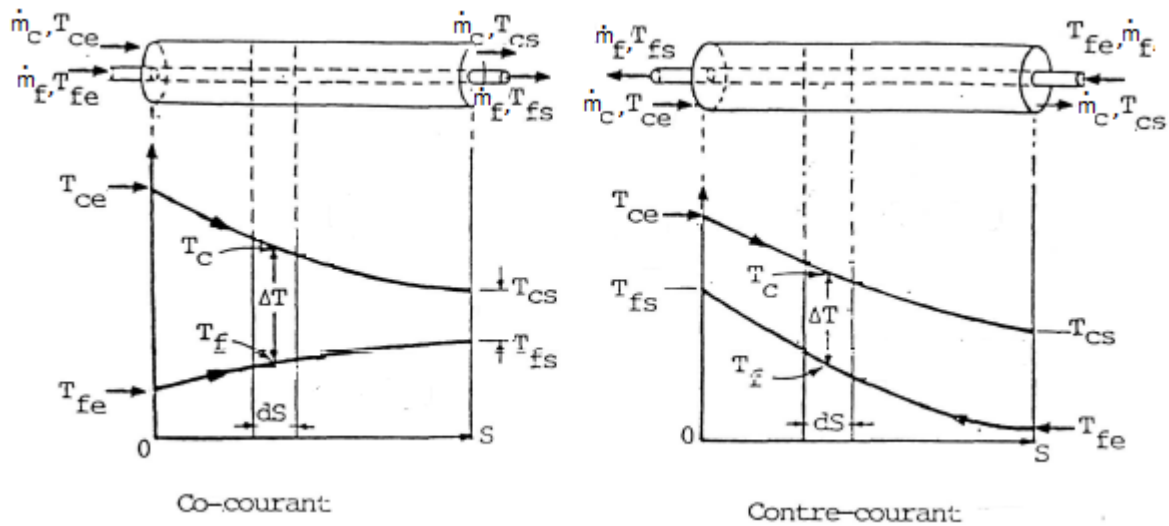


Figure A.I. 9: Représentation schématique de 2 configurations d'écoulement au sein d'un échangeur de chaleur

La méthode DTLM nécessite que les températures des fluides aux extrémités de l'échangeur soient connues. Ce qui n'est pas le cas dans le cadre de ces travaux car celles-ci varient en permanence avec l'avancement de la décharge/charge du réacteur de stockage, des conditions atmosphériques et des conditions dans la maison individuelle. On utilisera donc la méthode NUT qui n'intègre que les températures d'entrée des fluides pour le dimensionnement de notre échangeur de chaleur.

La chaleur maximale \dot{Q}_{max} échangeable au sein d'un échangeur fonctionnant à contre-courant est donnée par la corrélation :

$$\dot{Q}_{max} = (\dot{m}C_p)_{min} * (T_{c,e} - \max(T_{c,sat}, T_{f,e})) \quad (A.I.70)$$

où $T_{c,sat}$ est la température de saturation de l'air chaud à l'entrée de l'échangeur. Il est important de tenir compte de celle-ci lors du calcul de \dot{Q}_{max} afin de prévenir toute condensation du fluide chaud à l'intérieur de l'échangeur de chaleur.

Si on suppose d'échangeur sans pertes thermiques, la chaleur cédée par la fluide chaud et transférée au fluide froid est égale à :

$$\dot{Q} = \eta * \dot{Q}_{max} \quad (\text{A.I.71})$$

où η est l'efficacité de l'échangeur.

Dès lors on peut dès lors en déduire les températures de sortie des fluides chaud et froid :

$$T_{c,s} = T_{c,e} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_c * C_{p,c}} \quad (\text{A.I.72})$$

$$T_{f,s} = T_{f,e} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_f * C_{p,f}} \quad (\text{A.I.73})$$

Moyennant la connaissance du coefficient d'échange U_s de l'échangeur, on peut en déduire sa surface d'échange S_{ech} au moyen de la corrélation :

$$S_{ech} = \frac{(\dot{m}C_p)_{min}}{U_s} \quad (\text{A.I.74})$$

Le Tableau A.I.5 suivant présente quelques coefficients d'échange suivant les fluides circulés.

Tableau A.I. 5 : coefficients d'échanges de quelques types d'échangeurs de chaleur suivant quelques couples de fluides [14]

Type	Applications	U (W/(m ² .K))
Echangeur tubulaire	Gaz - Gaz sous faible (pression atmosphérique)	5-35
	Gaz - Gaz (sous haute pression)	150 - 500
	Liquide - Gaz (sous faible pression)	15 - 70
	Gas (haute pression) - Liquide	200 - 400
	Liquide - Liquide	150 - 1200
	Vapeur -Liquide	300 - 1200
Echangeur tubulaire à condensation	Vapeur -Liquide	1500 - 4000
	Vapeurs organiques/Ammoniaque - Liquide	300 - 1200
Echangeur tubulaire à évaporation	Vapeur - Liquide visqueux	300 - 900
	Vapeur - Liquide peu visqueux	600 - 1700
Refroidisseur à écoulement d'air	Air - Eau	600 - 750
	Air - Liquide hydrocarbure	400 - 550
	Air-Air	60 - 180
	Air - Gas hydrocarbure	200 - 450
	Air - Vapeur (condensation)	700 - 850
	air - Vapeurs organiques	350 - 500
Echangeurs à plaques	liquide - liquide	1000 - 4000

Références

- [1] Tsilingiris PT. Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100°C. *Energy Conversion and Management* 2008;49:1098-1110.
- [2] Melling A, Noppenberger S, Still M, Venzke H. Interpolation correlations for fluid properties of humid air in the temperature range 100 degrees C to 200 degrees C. *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 1997;26:1111-1123.
- [3] Krischer O, Kast W. *Trocknungstechnik-Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik*. Springer 1978;3.
- [4] Poling BE, Prausnitz JM, O'Connell JP. *The Properties of Gases and Liquids*. New York.McGraw-Hill. 2001.
- [5] McBride BJ, Zehe MJ, Gordon S. NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species. 2002. 300p. Report at: <http://www.ntis.gov/search/product.aspx?ABBR=N20020085330>.
- [6] Kestin J, Whitelaw JH. Survey of the equation of state and transport properties of moist gases. *Fundamentals and Standards*.New-York.in Humidity and Moisture-Measurement and Control in Science and Industry. 3. 1965.
- [7] Mason EA, Monchick L. Survey of the equation of state and transport properties of moist gases. *Fundamentals and Standards*.New-York.in Humidity and Moisture-Measurement and Control in Science and Industry. 3. 1965.
- [8] Nelson R. Materials properties in SI units.4. *Chemical Engineering Progress* 1980;76:83-85.
- [9] Wilke CR. A Viscosity equation for gas mixtures. *Journal of Chemical Physics* 1950;18:517-519.
- [10] Reid RC, Prausnitz JM, Poling BE. *The properties of gases and liquids*. Chemical Engineering Series.McGraw Hill International Editions. 1988.
- [11] Duffie JA, Beckman WA. *Solar Engineering of thermal processes*. 1991.
- [12] Ineichen P, Perez R, Seals R. The importance of correct albedo determination for adequately modeling energy received by tilted surfaces. *Solar Energy* 1987;4:301-305.
- [13] IDEL'CIK IE. *Mémento des pertes de charges: Coefficients de perte de charge singulière et de pertes de charge par frottement*. Lavoisier S.A.S.13. 1986.
- [14] Chemical and Process Engineering Resources. <http://www.cheresources.com/content/articles/heat-transfer/u-in-heat-exchangers>.

ANNEXE II

II.1. Essai à vide : Résultats expérimentaux et détermination de la perméabilité à vide des modules

Dans ce paragraphe, nous allons présenter les résultats expérimentaux sur les essais à vides des modules qui ont été réalisés. Le but est de, à partir de la perte de charge aux bornes des modules et des débits de circulation, d'en déduire la perméabilité à vide (k_{vide}) de chacun d'eux au moyen de la corrélation de Darcy suivante :

$$u = -\frac{k_{vide}}{\mu} \left(\frac{\nabla P}{H_{eq}} \right) \quad \text{A.II. 1}$$

où H_{eq} est la hauteur équivalente des module ($L=0.35$ m) et u la vitesse d'écoulement.

Le Tableau A.II.1 contient les relevés ainsi expérimentaux ainsi les résultats portants sur les perméabilités à vide. Les incertitudes sur le débit et la perte de charge (ΔP) présentées dans le Tableau sont calculées à partir des incertitudes liées à la précision des appareils de mesures (Voir Tableau III.4) et de la dispersion de résultats résultant des conditions opératoires. Cette dernière est quantifiée par 2 fois l'écart type sur les résultats de la série. L'incertitude sur la perméabilité est calculée à partir de l'incertitude sur la perte de charge et le débit à partir de la corrélation suivante :

$$\frac{\Delta k_{vide}}{k_{vide}} = \left(\frac{\Delta \dot{V}}{\dot{V}} + \frac{\Delta P}{P} \right) \quad \text{A.II. 2}$$

Notons que les incertitudes sur les perméabilités à vide calculées pour chacun des modules sont relativement faibles, de l'ordre de 12 %.

Annexe II

Tableau A.II. 1 : Relevés expérimentaux sur les tests à vide de chacun des modules

Configuration	Essai	Durée (s)	Débit	Incertitude sur débit	ΔP_{M1}	Incertitude sur ΔP_{M1}	ΔP_{M2}	Incertitude sur ΔP_{M2}	k_{vide_M1}	Incertitude sur k_{vide_M1}	k_{vide_M2}	Incertitude sur k_{vide_M2}
	Unité	(s)	(m ³ /s)	(m ³ /s)	(Pa)	(Pa)	(Pa)	(Pa)	(m ²)	(m ²)	(m ²)	(m ²)
M1 ouvert M2 ouvert	1	90	0.034	2.23E-04	1.346	0.182	1.470	0.175	2.682E-05	3.816E-06	2.453E-05	3.091E-06
	2	105	0.042	1.96E-04	2.061	0.242	2.243	0.211	2.187E-05	2.683E-06	2.008E-05	1.989E-06
	3	100	0.050	2.67E-04	2.841	0.140	3.225	0.099	1.898E-05	1.035E-06	1.672E-05	6.044E-07
M1 ouvert M2 fermé	3	105	0.033	2.78E-04	1.495	0.236	-	-	2.411E-05	4.035E-06	-	-
	4	105	0.042	2.43E-04	2.208	0.263	-	-	2.041E-05	2.561E-06	-	-
	5	100	0.050	2.21E-04	3.288	0.468	-	-	1.643E-05	2.421E-06	-	-
M1 fermé M2 ouvert	6	105	0.033	2.00E-04	-	-	1.655	0.246	-	-	2.175E-05	3.385E-06
	7	105	0.042	2.61E-04	-	-	2.552	0.235	-	-	1.758E-05	1.735E-06
	8	100	0.050	2.71E-04	-	-	3.755	0.165	-	-	1.438E-05	7.102E-07

II.2. Expérimentation sur le capteur solaire à tubes sous-vide : Présentation des résultats expérimentaux

Cette section est dédiée à la présentation des résultats expérimentaux des essais 1, 2, 3, 5, 6, 10, 11, 12, et 13. Comme mentionné au sein du Tableau III.3, ces essais portent respectivement sur les journées du 03/06/11, 04/06/11, 05/06/11, 07/06/11, 13/06/11, 20/06/11, 24/06/11, et 25/06/11.

→ Essai 1

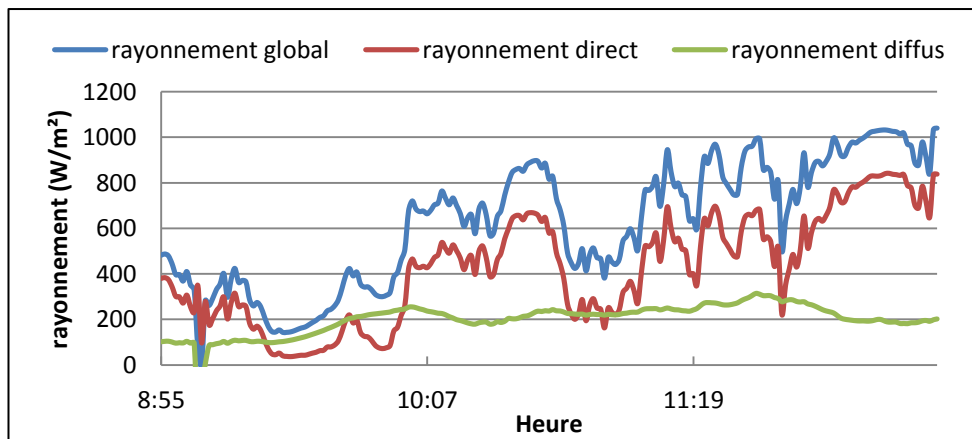


Figure A.II. 1 : Conditions météorologiques lors du déroulement des tests

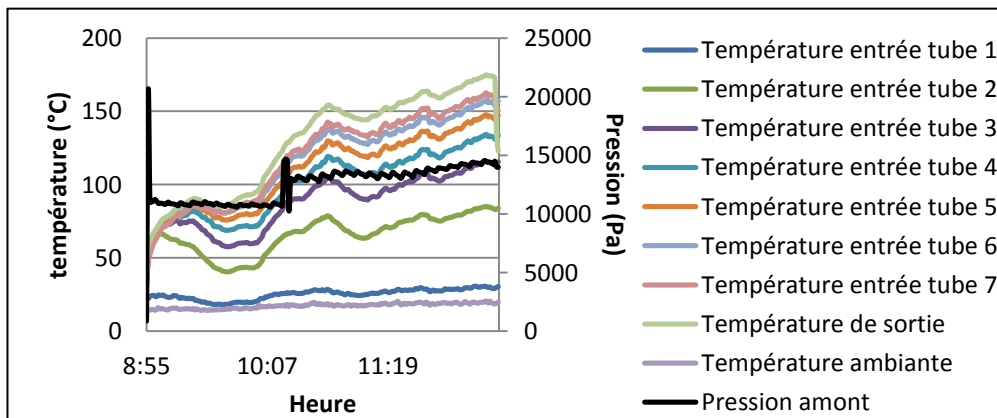


Figure A.II. 2 : Relevés expérimentaux de la température de l'air à l'entrée de chaque tube et de la perte de charge aux bornes du capteur solaire

→ Essai 2

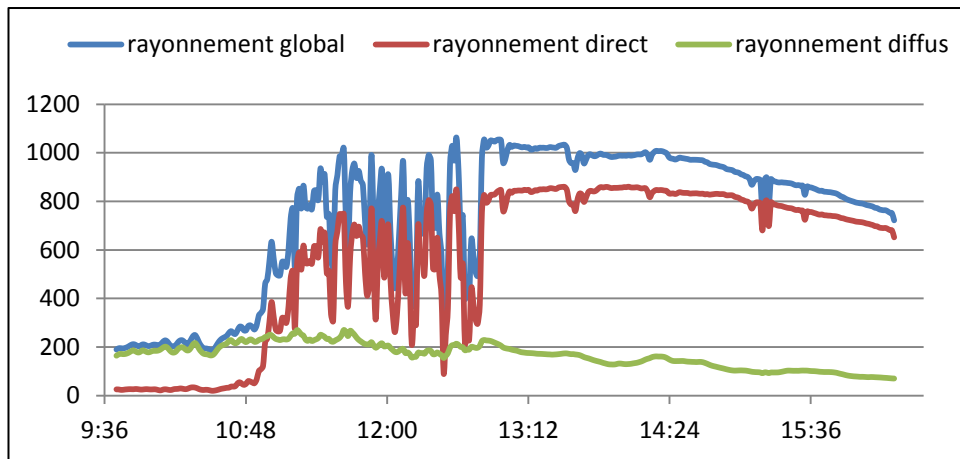


Figure A.II. 3 : Conditions météorologiques lors du déroulement des tests

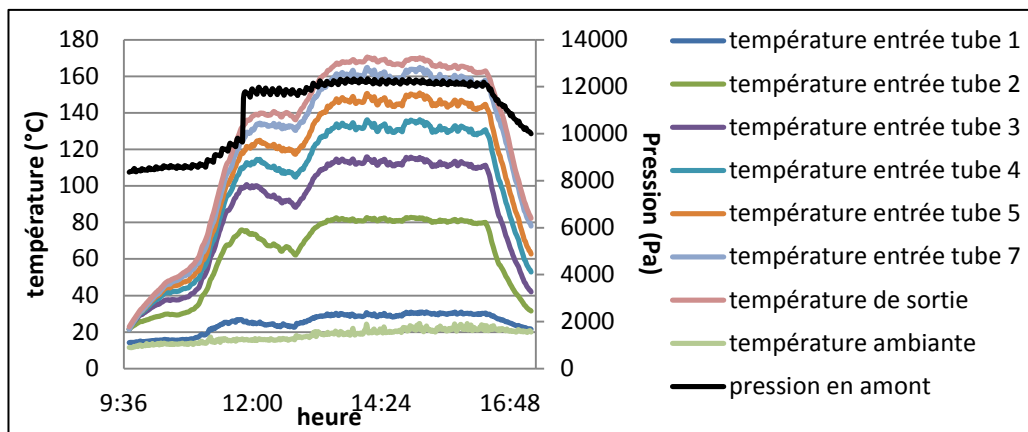


Figure A.II. 4 : Relevés expérimentaux de la température de l'air à l'entrée de chaque tube et de la perte de charge aux bornes du capteur solaire

→ Essai 3

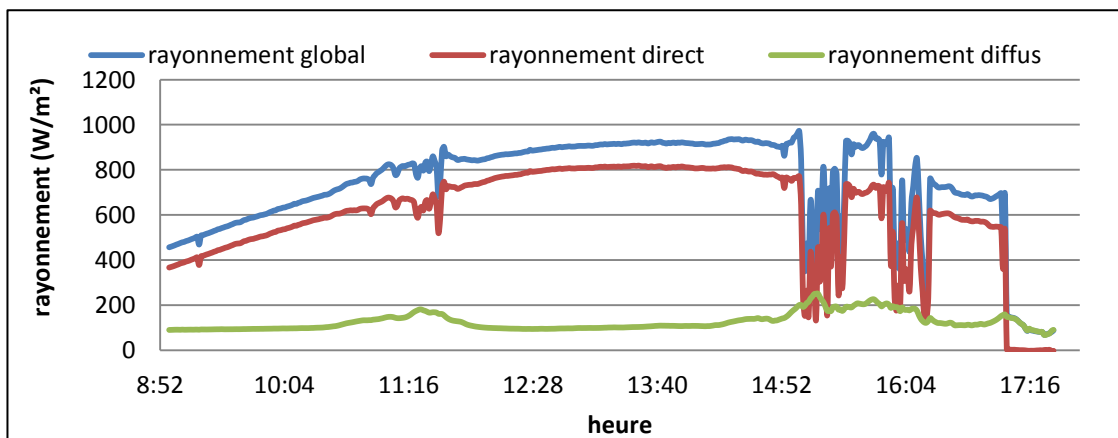


Figure A.II. 5 : Conditions météorologiques lors du déroulement des tests

Annexe II

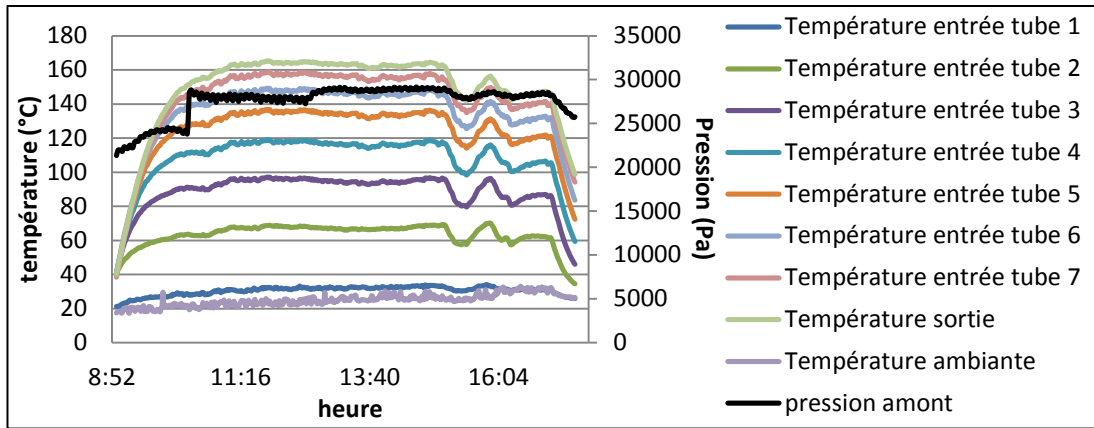


Figure A.II. 6 : Relevés expérimentaux de la température de l'air à l'entrée de chaque tube et de la perte de charge aux bornes du capteur solaire

→ Essai 5

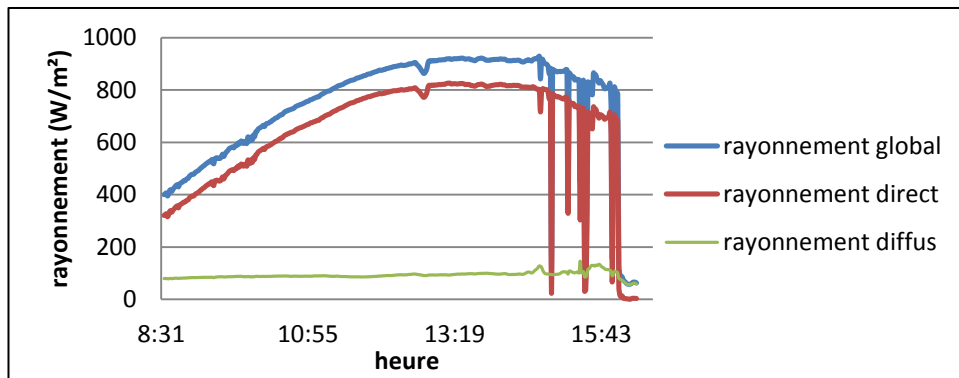


Figure A.II. 7 : Conditions météorologiques lors du déroulement des tests

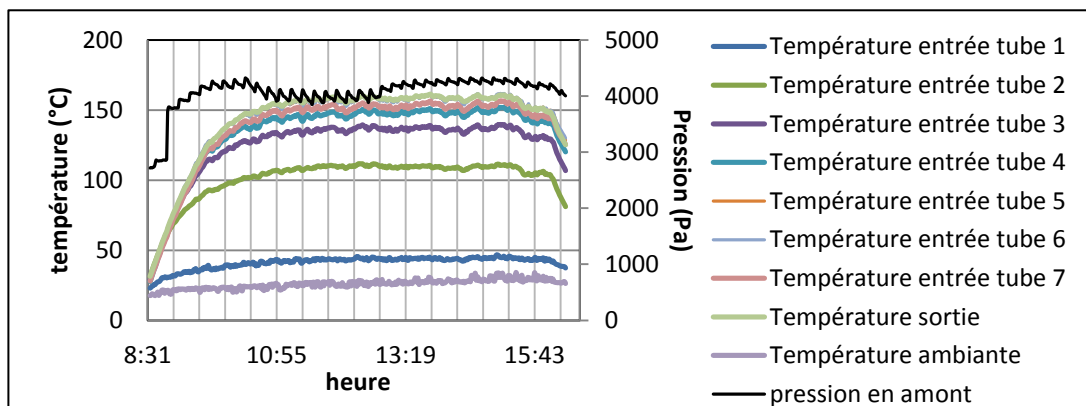


Figure A.II. 8 : Relevés expérimentaux de la température de l'air à l'entrée de chaque tube et de la perte de charge aux bornes du capteur solaire

→ Essai 6

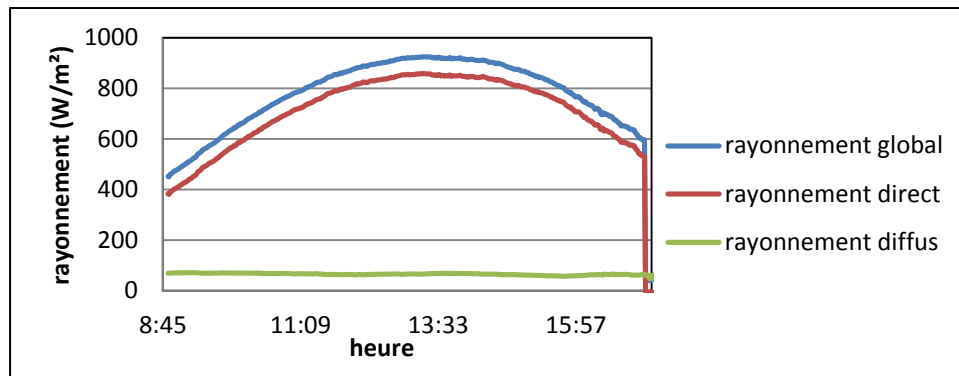


Figure A.II. 9 : Conditions météorologiques lors du déroulement des tests

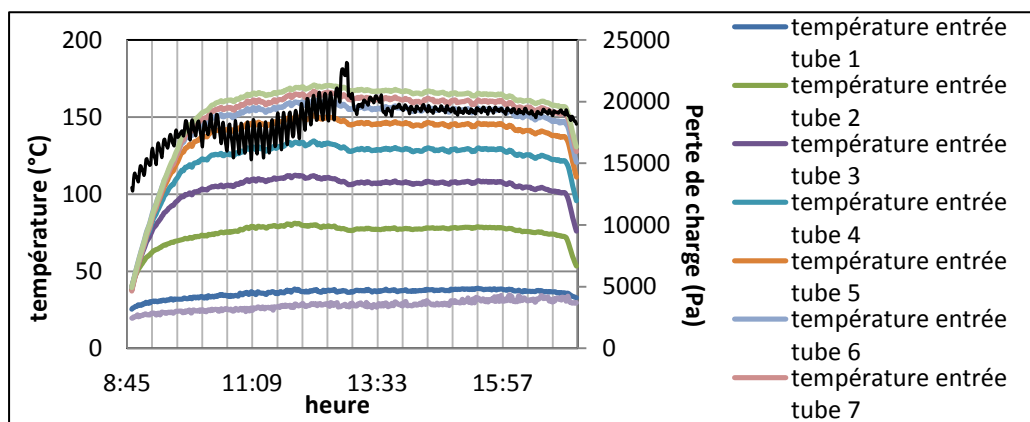


Figure A.II. 10 : Relevés expérimentaux de la température de l'air à l'entrée de chaque tube et de la perte de charge aux bornes du capteur solaire

→ Essai 10

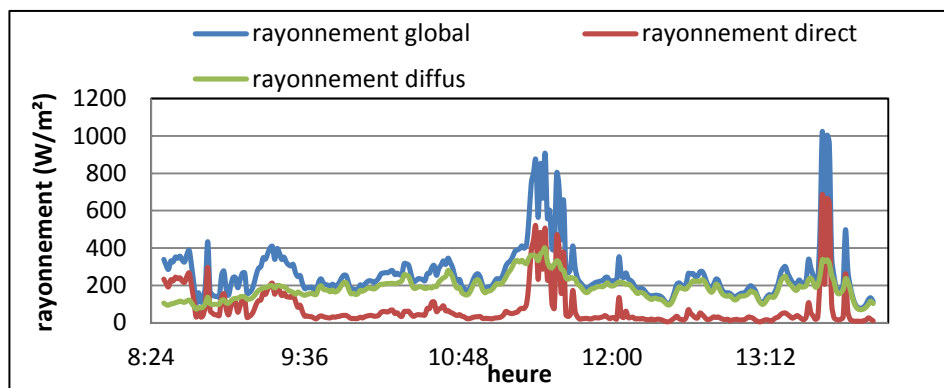


Figure A.II. 11 : Conditions météorologiques lors du déroulement des tests

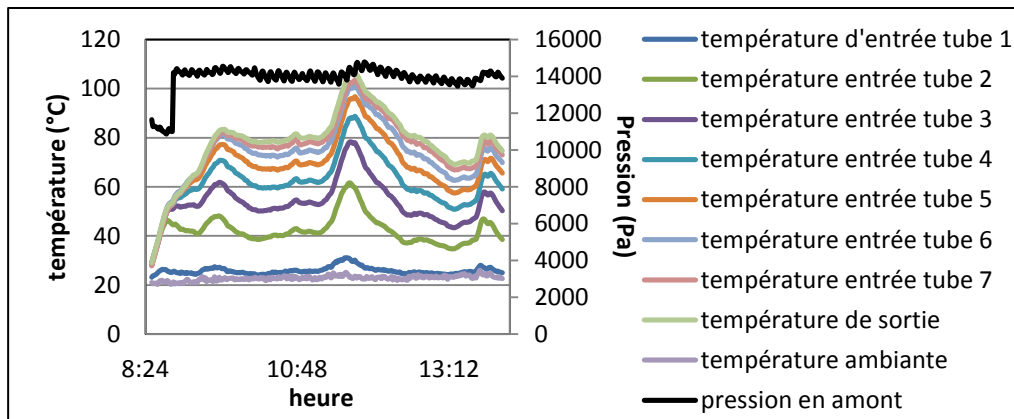


Figure A.II. 12 : Relevés expérimentaux de la température de l'air à l'entrée de chaque tube et de la perte de charge aux bornes du capteur solaire

→ Essai 11

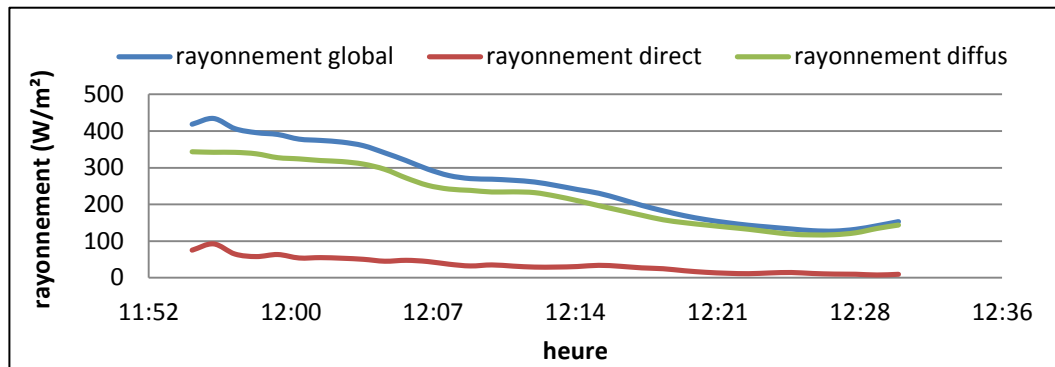


Figure A.II. 13 : Conditions météorologiques lors du déroulement des tests

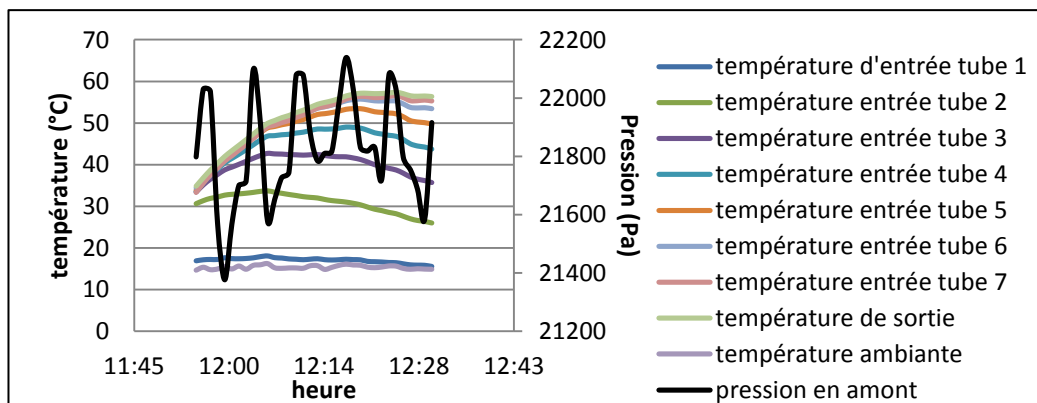


Figure A.II. 14 : Relevés expérimentaux de la température de l'air à l'entrée de chaque tube et de la perte de charge aux bornes du capteur solaire

→ Essai 12

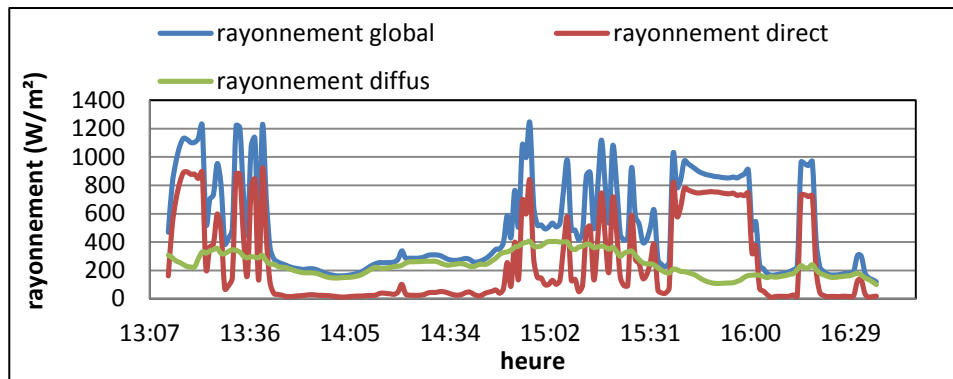


Figure A.II. 15 : Conditions météorologiques lors du déroulement des tests

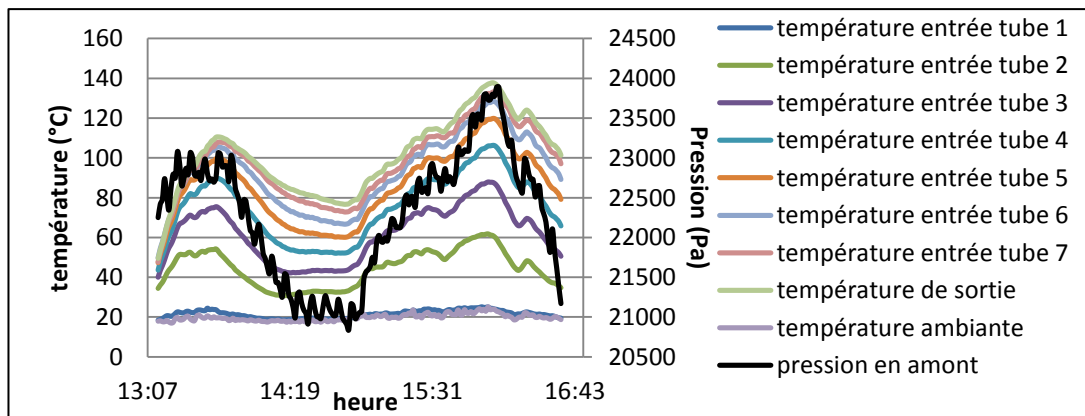


Figure A.II. 16 : Relevés expérimentaux de la température de l'air à l'entrée de chaque tube et de la perte de charge aux bornes du capteur solaire

→ Essai 13

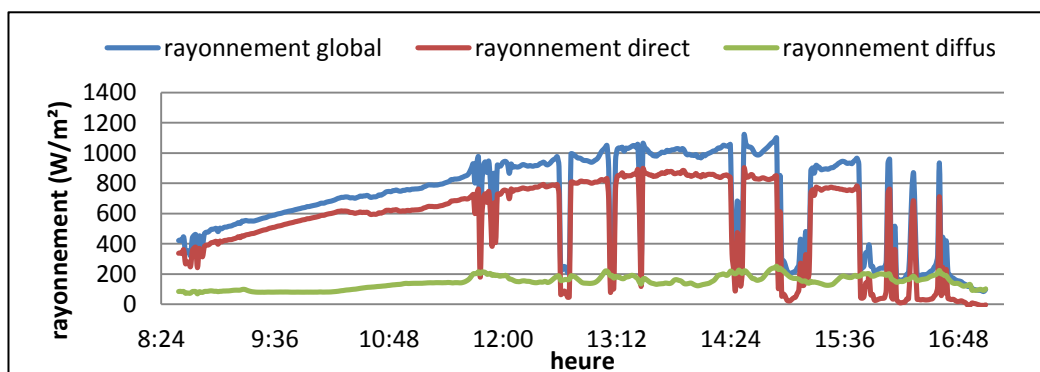


Figure A.II. 17 : Conditions météorologiques lors du déroulement des tests

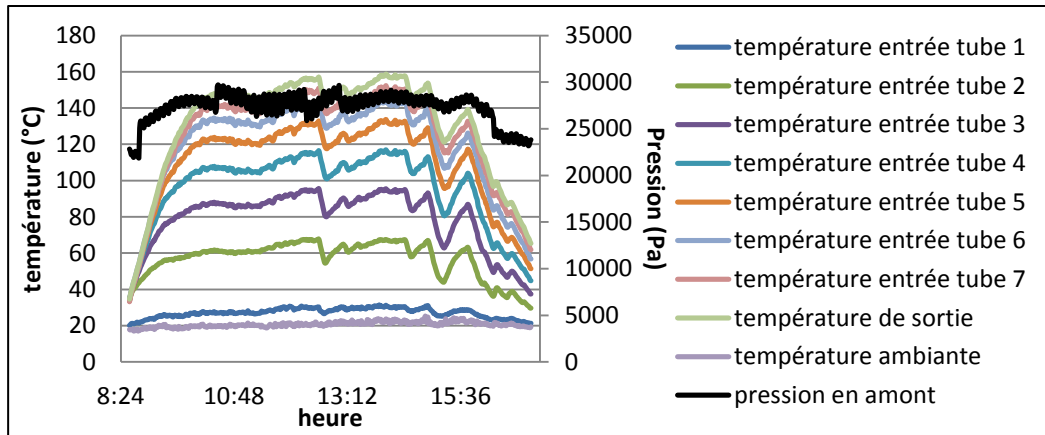


Figure A.II. 18 : Relevés expérimentaux de la température de l'air à l'entrée de chaque tube et de la perte de charge aux bornes du capteur solaire

II.3. Fiche descriptive de la zéolithe utilisée



CECA Data sheets

SILIPORITE® G5 BEADS 1.6-2.5 mm**REVISION 5****UPDATED ON MARCH 2008**DESCRIPTION

SILIPORITE® G5 Beads 1.6-2.5 mm is an alumino silicate, type X Zeolite, sodium form, having an effective pore opening of 10 angstroms.



TYPICAL PROPERTIES	VALUES	TEST CONTROL
Particle size <ul style="list-style-type: none"> ➤ Above 1.6 mm (% weight) ➤ Above 2.5 mm (% weight) 	96 3	009
Crushing strength (kg)	3.5	007
Loss on ignition (% weight, 1 hour at 950°C)	2.5	001
Water adsorption capacity <ul style="list-style-type: none"> ➤ At 23 ± 2°C and 10 % relative humidity (2.375 mm Hg) (% weight) 	21.5	002 A
Water adsorption capacity <ul style="list-style-type: none"> ➤ At 23 ± 2°C and 50 % relative humidity (11.88 mm Hg) (% weight) 	23.5	002 A
Bulk density	0.61-0.69	006

APPLICATIONS	STANDARD PACKAGING
<p>SILIPORITE® G5 Beads 1.6-2.5 mm is used for :</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ NATURAL GAS, PETROCHEMISTRY & REFINERY : <ul style="list-style-type: none"> ✘ LPG and Natural gas sweetening. ✘ Hydrocarbon Stream purification 	<p>SILIPORITE® G5 is shipped in:</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Metallic drum Net Weight : 125 Kg ➤ Big bag Net Weight : 800 kg

ANNEXE III

Tableau A.III. 1 : Caractéristiques météorologiques des 40 jours les plus froids dans la zone H1c

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
6	1	0	0	0.95	98800	0.915	0.8
6	2	0	0	0.65	98800	0.915	0.65
6	3	0	0	0.4	98800	0.925	0.55
6	4	0	0	0.15	98800	0.93	0.65
6	5	0	0	-0.15	98800	0.94	0.7
6	6	0	0	-0.4	98800	0.955	0.65
6	7	0	0	-0.65	98800	0.965	0.5
6	8	0	0	-0.95	98800	0.98	0.5
6	9	0	0	-1.194	98800	0.989	0.55
6	10	9	53	-0.532	98800	0.96	0.5
6	11	65	102	1.583	98800	0.87	0.55
6	12	23	138	3.175	98800	0.8	0.65
6	13	37	168	4.229	98800	0.76	0.55
6	14	20	154	4.975	98800	0.735	0.55
6	15	29	124	5.2	98800	0.725	0.75
6	16	68	89	5.4	98800	0.72	0.65
6	17	22	30	5.168	98800	0.735	0.6
6	18	0	0	4.557	98800	0.755	0.75
6	19	0	0	4.2	98800	0.765	0.8
6	20	0	0	3.8	98800	0.775	0.9
6	21	0	0	3.444	98800	0.785	0.95
6	22	0	0	3.1	98800	0.795	0.95
6	23	0	0	2.75	98800	0.805	1
6	24	0	0	2.4	98800	0.815	1
8	1	0	0	-0.462	98800	0.955	2.55
8	2	0	0	-0.494	98800	0.955	2.55
8	3	0	0	-0.55	98800	0.96	2.9
8	4	0	0	-0.65	98800	0.96	2.9
8	5	0	0	-0.75	98800	0.965	2.65
8	6	0	0	-0.85	98800	0.975	2.3
8	7	0	0	-0.906	98800	0.985	2.55
8	8	0	0	-0.946	98800	0.989	2.9
8	9	0	0	-1.023	98800	0.989	2.45
8	10	0	24	-0.7	98800	0.989	2.35
8	11	0	24	-0.35	98800	0.98	2.7

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
8	12	0	20	-0.25	98800	0.98	2.8
8	13	0	36	-0.119	98800	0.98	2.55
8	14	0	76	0.206	98800	0.97	2.1
8	15	0	40	0.47	98800	0.96	2
8	16	0	34	0.518	98800	0.96	1.9
8	17	0	10	0.404	98800	0.965	1.8
8	18	0	0	0.24	98800	0.97	2.35
8	19	0	0	0.206	98800	0.975	3.1
8	20	0	0	0.15	98800	0.975	3.2
8	21	0	0	0.05	98800	0.97	3.1
8	22	0	0	-0.05	98800	0.97	3
8	23	0	0	-0.1	98800	0.97	2.65
8	24	0	0	-0.15	98800	0.97	2.55
9	1	0	0	-0.25	98800	0.965	2.55
9	2	0	0	-0.3	98800	0.96	2.85
9	3	0	0	-0.35	98800	0.96	3
9	4	0	0	-0.45	98800	0.965	2.35
9	5	0	0	-0.506	98800	0.97	2.2
9	6	0	0	-0.55	98800	0.975	2.55
9	7	0	0	-0.6	98800	0.985	2.55
9	8	0	0	-0.65	98800	0.989	2.3
9	9	0	0	-0.709	98800	0.989	2.2
9	10	0	2	-0.678	98800	0.989	2.75
9	11	0	25	-0.428	98800	0.98	3.8
9	12	0	47	0.044	98800	0.96	4
9	13	0	78	0.615	98800	0.935	4
9	14	0	55	1.038	98800	0.91	4.75
9	15	0	38	1.15	98800	0.9	5.65
9	16	0	52	1.25	98800	0.895	6.1
9	17	0	20	1.238	98800	0.89	5.8
9	18	0	0	1	98800	0.89	6.8
9	19	0	0	0.8	98800	0.89	7.8
9	20	0	0	0.6	98800	0.89	7.25
9	21	0	0	0.4	98800	0.89	6.25
9	22	0	0	0.15	98800	0.89	4.8
9	23	0	0	-0.1	98800	0.89	4
10	24	0	0	-0.3	98800	0.89	4.1
10	1	0	0	-0.575	98800	0.895	4.2
10	2	0	0	-1	98800	0.9	4.1
10	3	0	0	-1.35	98800	0.905	4.2

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
10	4	0	0	-1.7	98800	0.92	4.1
10	5	0	0	-2.1	98800	0.935	4
10	6	0	0	-2.45	98800	0.95	4.4
10	7	0	0	-2.8	98800	0.965	4.6
10	8	0	0	-3.2	98800	0.98	4.4
10	9	0	0	-3.725	98800	0.985	4.9
10	10	65	45	-2	98800	0.91	5.5
10	11	159	57	0.6	98800	0.775	5.25
10	12	174	100	3.018	98800	0.67	4.65
10	13	220	127	5.065	98800	0.59	4.4
10	14	33	154	6.012	98800	0.55	3.8
10	15	109	123	6.055	98800	0.54	4.15
10	16	117	70	6.26	98800	0.525	5.55
10	17	34	31	5.566	98800	0.535	5.9
10	18	0	0	4.6	98800	0.555	6.7
10	19	0	0	3.8	98800	0.565	7
10	20	0	0	3	98800	0.58	6.2
10	21	0	0	2.25	98800	0.595	5.7
10	22	0	0	1.5	98800	0.605	5.5
10	23	0	0	0.7	98800	0.62	5.5
10	24	0	0	-0.1	98800	0.635	5.8
11	1	0	0	-0.925	98800	0.65	7.1
11	2	0	0	-1.9	98800	0.67	7.8
11	3	0	0	-2.9	98800	0.695	6.5
11	4	0	0	-3.9	98800	0.725	5.1
11	5	0	0	-4.9	98800	0.76	4.6
11	6	0	0	-5.9	98800	0.8	4.4
11	7	0	0	-6.938	98800	0.84	4.65
11	8	0	0	-8.031	98800	0.88	4.35
11	9	0	0	-8.124	98800	0.885	3.5
11	10	7	55	-7.643	98800	0.88	3.3
11	11	0	89	-7.392	98800	0.885	3.1
11	12	0	115	-6.889	98800	0.875	2.55
11	13	2	136	-6.54	98800	0.865	2.55
11	14	0	123	-6.296	98800	0.865	3
11	15	42	135	-6.05	98800	0.865	2.9
11	16	26	96	-5.877	98800	0.865	2.45
11	17	16	35	-6.258	98800	0.885	2.45
11	18	-1.97E-15	0	-6.65	98800	0.91	3

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
11	19	0	0	-6.95	98800	0.93	3.6
11	20	0	0	-7.2	98800	0.945	3.15
11	21	0	0	-7.45	98800	0.96	2.4
11	22	0	0	-7.75	98800	0.98	2.1
11	23	0	0	-8.05	98800	0.989	1.6
11	24	0	0	-7.907	98800	0.98	1.15
12	1	0	0	-7.454	98800	0.945	1
12	2	0	0	-7.296	98800	0.93	1.15
12	3	0	0	-7.15	98800	0.925	1.35
12	4	0	0	-7	98800	0.92	2.1
12	5	0	0	-6.856	98800	0.92	2.45
12	6	0	0	-6.7	98800	0.93	2.55
12	7	0	0	-6.487	98800	0.94	3.1
12	8	0	0	-6.35	98800	0.945	3.1
12	9	0	0	-6.25	98800	0.955	2.8
12	10	0	38	-5.9	98800	0.94	2.8
12	11	0	92	-4.65	98800	0.895	3
12	12	11	140	-3.35	98800	0.845	2.75
12	13	57	168	-1.919	98800	0.79	2.3
12	14	118	146	-0.422	98800	0.735	2.2
12	15	147	111	0.754	98800	0.69	2
12	16	92	66	1.407	98800	0.675	1.65
12	17	16	35	0.825	98800	0.695	1.6
12	18	0	0	0.281	98800	0.72	1.85
12	19	0	0	0.161	98800	0.735	2.65
12	20	0	0	0	98800	0.74	3.1
12	21	0	0	-0.2	98800	0.745	2.55
12	22	0	0	-0.4	98800	0.755	2.2
12	23	0	0	-0.6	98800	0.765	2.75
12	24	0	0	-0.788	98800	0.775	2.75
13	1	0	0	-1.087	98800	0.775	2.2
13	2	0	0	-1.5	98800	0.78	2.1
13	3	0	0	-1.85	98800	0.8	1.6
13	4	0	0	-2.2	98800	0.825	1.1
13	5	0	0	-2.6	98800	0.85	1
13	6	0	0	-2.95	98800	0.885	0.95
13	7	0	0	-3.3	98800	0.92	0.8
13	8	0	0	-3.7	98800	0.94	0.7
13	9	0	0	-3.985	98800	0.95	0.8
13	10	0	31	-3.572	98800	0.935	0.95

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
13	11	0	25	-3.189	98800	0.92	0.9
13	12	0	117	-2.567	98800	0.895	0.75
13	13	1.99999	144	-1.567	98800	0.85	0.5
13	14	0	103	-0.946	98800	0.82	0.2
13	15	0	36	-1.027	98800	0.82	0.2
13	16	0	24	-1.411	98800	0.835	0.4
13	17	0	18	-1.75	98800	0.845	0.55
13	18	0	0	-2.05	98800	0.855	0.65
13	19	0	0	-2.306	98800	0.86	0.7
13	20	0	0	-2.55	98800	0.865	0.8
13	21	0	0	-2.8	98800	0.87	1
13	22	0	0	-3.05	98800	0.87	1.05
13	23	0	0	-3.3	98800	0.87	1.05
13	24	0	0	-3.531	98800	0.87	1.1
14	1	0	0	-3.9	98800	0.885	1.1
14	2	0	0	-4.3	98800	0.905	1.2
14	3	0	0	-4.7	98800	0.92	1.35
14	4	0	0	-5.15	98800	0.94	1.7
14	5	0	0	-5.6	98800	0.96	2.2
14	6	0	0	-6	98800	0.97	2.55
14	7	0	0	-6.4	98800	0.985	2.8
14	8	0	0	-6.847	98800	0.989	3.1
14	9	0	4	-7.122	98800	0.989	2.85
14	10	0	43	-6.381	98800	0.989	2.3
14	11	0	35	-5.853	98800	0.989	1.8
14	12	0	66	-5.548	98800	0.98	1.3
14	13	0	74	-5.152	98800	0.965	1.15
14	14	4	139	-4.593	98800	0.945	1.2
14	15	0	97	-4.062	98800	0.925	1.55
14	16	0	74	-3.973	98800	0.92	2.45
14	17	1	37	-4.156	98800	0.93	3
14	18	0	0	-4.35	98800	0.94	3.2
14	19	0	0	-4.45	98800	0.945	3.9
14	20	0	0	-4.6	98800	0.95	4.5
14	21	0	0	-4.75	98800	0.95	4.7
14	22	0	0	-4.85	98800	0.955	4.85
14	23	0	0	-4.994	98800	0.96	5
14	24	0	0	-5.169	98800	0.96	4.55
15	1	0	0	-5.2	98800	0.955	3.9
15	2	0	0	-5.2	98800	0.95	3.8

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
15	3	0	0	-5.2	98800	0.95	3.7
15	4	0	0	-5.25	98800	0.95	2.85
15	5	0	0	-5.3	98800	0.95	2.1
15	6	0	0	-5.3	98800	0.955	2.1
15	7	0	0	-5.3	98800	0.97	2.55
15	8	0	0	-5.3	98800	0.989	2.8
15	9	0	11	-5.264	98800	0.989	2.45
15	10	44	56	-3.775	98800	0.935	2.75
15	11	111	88	-1.389	98800	0.84	3.1
15	12	53	148	0.614	98800	0.77	2.9
15	13	1.00001	133	0.968	98800	0.755	2.9
15	14	81	160	1.451	98800	0.745	2.3
15	15	136	111	2.266	98800	0.72	1.85
15	16	138	73	2.847	98800	0.71	2.45
15	17	47	39	2.563	98800	0.73	2.45
15	18	0	0	2.084	98800	0.755	1.75
15	19	0	0	1.954	98800	0.77	1.85
15	20	0	0	1.8	98800	0.785	2.3
15	21	0	0	1.65	98800	0.795	2.05
15	22	0	0	1.5	98800	0.805	1.55
15	23	0	0	1.35	98800	0.815	1.55
15	24	0	0	1.194	98800	0.825	1.75
16	1	0	0	1.05	98800	0.815	2
16	2	0	0	0.95	98800	0.805	2.2
16	3	0	0	0.85	98800	0.815	2.45
16	4	0	0	0.75	98800	0.825	2.55
16	5	0	0	0.65	98800	0.84	2.1
16	6	0	0	0.55	98800	0.875	1.65
16	7	0	0	0.45	98800	0.905	1.4
16	8	0	0	0.35	98800	0.915	1.55
16	9	0	4	0.263	98800	0.92	2.1
16	10	0	55	0.876	98800	0.895	2.65
16	11	10	111	2.229	98800	0.84	2.35
16	12	0	76	2.957	98800	0.81	2.1
16	13	0	70	3.053	98800	0.81	2.3
16	14	0	62	3.123	98800	0.815	2.45
16	15	0	18	2.858	98800	0.83	3.2
16	16	0	45	2.552	98800	0.84	3.7
16	17	0	21	2.409	98800	0.845	3.6
16	18	0	0	2.144	98800	0.855	3.1

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
16	19	0	0	1.9	98800	0.865	2.7
16	20	0	0	1.7	98800	0.87	2.25
16	21	0	0	1.456	98800	0.875	2
16	22	0	0	1.2	98800	0.88	2.65
16	23	0	0	0.95	98800	0.885	3.3
16	24	0	0	0.706	98800	0.89	3.4
17	1	0	0	0.45	98800	0.895	3.2
17	1	0	0	0.15	98800	0.91	2.75
17	2	0	0	-0.15	98800	0.925	2.4
17	3	0	0	-0.45	98800	0.935	1.85
17	4	0	0	-0.75	98800	0.95	1.3
17	5	0	0	-1.05	98800	0.965	1.55
17	6	0	0	-1.35	98800	0.98	1.5
17	7	0	0	-1.697	98800	0.989	1.45
17	8	0	16	-1.828	98800	0.989	1.7
17	9	64	48	0.05	98800	0.925	1.5
17	10	125	85	2.35	98800	0.82	1.75
17	11	106	135	4.365	98800	0.745	2.75
17	12	130	150	5.691	98800	0.695	3.3
17	13	131	144	6.741	98800	0.655	3.1
17	14	189	82	7.432	98800	0.63	3.1
17	15	105	70	7.746	98800	0.625	3.8
17	16	27	39	6.872	98800	0.655	4
17	17	0	0	6.102	98800	0.685	3.8
17	18	0	0	5.639	98800	0.7	3.8
17	19	0	0	5.2	98800	0.715	4
17	20	0	0	4.8	98800	0.73	4.4
17	21	0	0	4.4	98800	0.745	4.6
17	22	0	0	4	98800	0.755	5.1
17	23	0	0	3.55	98800	0.765	5.35
24	24	0	0	-1.556	98800	0.755	0.75
24	1	0	0	-2.05	98800	0.77	0.7
24	2	0	0	-2.55	98800	0.79	0.6
24	3	0	0	-3.05	98800	0.815	0.45
24	4	0	0	-3.55	98800	0.84	0.4
24	5	0	0	-4.05	98800	0.865	0.55
24	6	0	0	-4.55	98800	0.9	0.7
24	7	0	0	-5.05	98800	0.94	0.8
24	8	5.1201	19.8799	-5.126	98800	0.94	0.75
24	9	83.6227	49.3773	-2.903	98800	0.865	0.75

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
24	10	162.415	76.5852	-0.321	98800	0.76	0.6
24	11	137.899	144.101	1.806	98800	0.68	0.5
24	12	275.253	97.7468	3.619	98800	0.62	0.5
24	13	287.384	80.6159	5.29	98800	0.575	0.45
24	14	269.446	72.5543	6.219	98800	0.555	0.45
24	15	133.315	89.6852	6.511	98800	0.56	0.4
24	16	18.5457	59.4543	5.341	98800	0.6	0.55
24	17	0	0	4.45	98800	0.64	0.7
24	18	0	0	4.088	98800	0.655	0.75
24	19	0	0	3.75	98800	0.67	0.7
24	20	0	0	3.45	98800	0.69	0.65
24	21	0	0	3.106	98800	0.71	0.7
24	22	0	0	2.748	98800	0.725	0.65
24	23	0	0	2.396	98800	0.74	0.65
25	24	0	0	2.096	98800	0.74	0.55
25	1	0	0	1.848	98800	0.74	0.4
25	2	0	0	1.6	98800	0.755	0.6
25	3	0	0	1.35	98800	0.77	0.85
25	4	0	0	1.1	98800	0.79	0.75
25	5	0	0	0.844	98800	0.835	0.5
25	6	0	0	0.6	98800	0.88	0.55
25	7	0	0	0.4	98800	0.905	0.7
25	8	2.78E-06	21	0.632	98800	0.9	0.65
25	9	13	69	1.887	98800	0.855	0.7
25	10	161	107	4.35	98800	0.76	0.9
25	11	244	90	7.578	98800	0.65	1
25	12	246	117	9.853	98800	0.585	1.2
25	13	145	165	11.04	98800	0.55	1.25
25	14	240	82	11.723	98800	0.535	1.25
25	15	167	60	12.091	98800	0.535	1.4
25	16	63	42	11.222	98800	0.565	1.35
25	17	0	0	10.4	98800	0.6	1.55
25	18	0	0	10	98800	0.62	2.1
25	19	0	0	9.6	98800	0.635	2.2
25	20	0	0	9.2	98800	0.65	2
25	21	0	0	8.8	98800	0.67	1.9
25	22	0	0	8.35	98800	0.69	1.6
25	23	0	0	7.9	98800	0.71	1.6
35	24	0	0	-0.688	98800	0.935	0.8
35	1	0	0	-0.5	98800	0.92	0.7

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
35	2	0	0	-0.3	98800	0.92	1.4
35	3	0	0	-0.1	98800	0.92	2.4
35	4	0	0	0.1	98800	0.92	2.6
35	5	0	0	0.3	98800	0.935	2.6
35	6	0	0	0.5	98800	0.945	2.95
35	7	0	0	0.663	98800	0.94	2.95
35	8	5	27	1.275	98800	0.92	2.4
35	9	14	84	2.45	98800	0.88	2
35	10	133	130	4.013	98800	0.82	1.9
35	11	110	186	6.019	98800	0.76	2
35	12	19	188	6.919	98800	0.735	2.3
35	13	0	107	6.65	98800	0.74	2.75
35	14	0	100	6.15	98800	0.76	3.4
35	15	1.99999	115	5.777	98800	0.775	3.4
35	16	5	73	5.52	98800	0.79	2.75
35	17	0	11	4.99	98800	0.81	2.6
35	18	0	0	4.528	98800	0.82	2.7
35	19	0	0	4.303	98800	0.825	2.85
35	20	0	0	4.044	98800	0.83	3
35	21	0	0	3.8	98800	0.835	3
35	22	0	0	3.6	98800	0.84	3
35	23	0	0	3.375	98800	0.845	2.75
39	24	0	0	-0.25	98800	0.97	1.9
39	1	0	0	-0.5	98800	0.98	1.6
39	2	0	0	-0.75	98800	0.98	1.7
39	3	0	0	-1	98800	0.985	1.9
39	4	0	0	-1.25	98800	0.989	1.8
39	5	0	0	-1.494	98800	0.989	1.6
39	6	0	0	-1.75	98800	0.989	1.6
39	7	0	0	-2.163	98800	0.989	1.8
39	8	0	14	-1.9	98800	0.989	2.55
39	9	0	47	-1.3	98800	0.975	3.5
39	10	0	18	-0.952	98800	0.965	3.8
39	11	0	14	-1.201	98800	0.975	4.05
39	12	0	12	-1.41	98800	0.98	4.4
39	13	0	56	-1.25	98800	0.975	4
39	14	0	96	-0.95	98800	0.96	3.5
39	15	0	66	-0.669	98800	0.945	3.5
39	16	0	36	-0.619	98800	0.935	3.65
39	17	0	4	-0.8	98800	0.93	3

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
39	18	0	0	-1	98800	0.93	2.15
39	19	0	0	-1.25	98800	0.93	1.9
39	20	0	0	-1.5	98800	0.93	1.3
39	21	0	0	-1.7	98800	0.93	0.9
39	22	0	0	-1.944	98800	0.93	0.7
39	23	0	0	-2.2	98800	0.93	0.6
40	24	0	0	-2.431	98800	0.93	0.7
40	1	0	0	-2.8	98800	0.935	0.65
40	2	0	0	-3.2	98800	0.94	0.55
40	3	0	0	-3.556	98800	0.945	0.6
40	4	0	0	-3.9	98800	0.955	0.8
40	5	0	0	-4.244	98800	0.965	0.8
40	6	0	0	-4.6	98800	0.975	0.8
40	7	0	0	-5	98800	0.985	1
40	8	6	32	-4.781	98800	0.975	1.1
40	9	71	85	-2.864	98800	0.925	1.3
40	10	209	109	-0.509	98800	0.845	1.7
40	11	341	74	1.979	98800	0.76	1.9
40	12	300	133	3.781	98800	0.7	1.6
40	13	350	95	4.936	98800	0.665	1.2
40	14	283	120	5.772	98800	0.645	1.3
40	15	100	136	5.693	98800	0.655	2
40	16	89	67	4.835	98800	0.69	1.9
40	17	7	25	3.395	98800	0.735	1.5
40	18	0	0	2.55	98800	0.77	1.7
40	19	0	0	2.25	98800	0.785	1.3
40	20	0	0	1.95	98800	0.795	1
40	21	0	0	1.6	98800	0.805	1.2
40	22	0	0	1.25	98800	0.815	2
40	23	0	0	0.95	98800	0.83	2.6
41	24	0	0	0.65	98800	0.835	2.2
41	1	0	0	0.4	98800	0.835	2.05
41	2	0	0	0.15	98800	0.845	1.55
41	3	0	0	-0.15	98800	0.86	1.2
41	4	0	0	-0.406	98800	0.875	1.5
41	5	0	0	-0.65	98800	0.9	1.7
41	6	0	0	-0.906	98800	0.925	2
41	7	0	0	-1.351	98800	0.94	2
41	8	3	35	-0.6	98800	0.925	2.2
41	9	14	101	0.8	98800	0.87	2.5

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
41	10	8.00001	153	2.058	98800	0.825	2.85
41	11	8.00001	189	2.962	98800	0.795	3.2
41	12	12	217	3.764	98800	0.77	3.5
41	13	68	221	4.586	98800	0.745	3.65
41	14	8.33E-06	112	4.825	98800	0.74	3.65
41	15	11	143	4.458	98800	0.75	3.95
41	16	12	90	4.244	98800	0.755	3.65
41	17	0	3	3.527	98800	0.78	3.65
41	18	0	0	2.9	98800	0.805	4.3
41	19	0	0	2.5	98800	0.815	4.6
41	20	0	0	2.1	98800	0.825	4.95
41	21	0	0	1.7	98800	0.835	5.2
41	22	0	0	1.3	98800	0.845	5.2
41	23	0	0	0.91	98800	0.855	5.3
42	24	0	0	0.454	98800	0.87	5.4
42	1	0	0	-0.05	98800	0.885	5.15
42	2	0	0	-0.55	98800	0.9	4.35
42	3	0	0	-1.05	98800	0.92	3.4
42	4	0	0	-1.55	98800	0.94	3.25
42	5	0	0	-2.05	98800	0.96	3.35
42	6	0	0	-2.55	98800	0.98	3.5
42	7	0	0	-3.05	98800	0.989	3.95
42	8	0	33	-2.977	98800	0.989	4.4
42	9	33	102	-1.202	98800	0.95	4.8
42	10	144	136	1.053	98800	0.875	4.9
42	11	96	209	3.19	98800	0.805	4.7
42	12	14	209	3.921	98800	0.78	4.4
42	13	6.00001	184	3.943	98800	0.785	4.5
42	14	85	196	4.115	98800	0.785	4.8
42	15	21	148	4.207	98800	0.785	4.9
42	16	32	91	3.729	98800	0.805	4.95
42	17	12	36	2.865	98800	0.84	4.75
42	18	0	0	2.222	98800	0.865	4.5
42	19	0	0	2.011	98800	0.875	4
42	20	0	0	1.75	98800	0.885	3.1
42	21	0	0	1.45	98800	0.895	3.7
42	22	0	0	1.192	98800	0.905	4.5
42	23	0	0	0.933	98800	0.915	4.3
43	24	0	0	0.75	98800	0.915	4.05
43	1	0	0	0.65	98800	0.91	3.95

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
43	2	0	0	0.55	98800	0.915	3.95
43	3	0	0	0.45	98800	0.92	4.05
43	4	0	0	0.4	98800	0.925	4.4
43	5	0	0	0.35	98800	0.94	4.7
43	6	0	0	0.25	98800	0.96	5.05
43	7	0	0	0.15	98800	0.965	5.65
43	8	11	37	0.877	98800	0.92	5.95
43	9	24	100	2.926	98800	0.85	5.6
43	10	8.33E-06	106	3.782	98800	0.81	5.4
43	11	18	185	4.398	98800	0.78	5.2
43	12	159	223	6.15	98800	0.72	5.3
43	13	110	233	7.912	98800	0.655	5.7
43	14	28	189	8.357	98800	0.625	5.6
43	15	115	145	8.606	98800	0.61	5.4
43	16	89	84	8.787	98800	0.6	5.6
43	17	0	9	7.891	98800	0.615	5.5
43	18	0	0	6.9	98800	0.64	5.05
43	19	0	0	6.1	98800	0.655	4.9
43	20	0	0	5.3	98800	0.67	4.5
43	21	0	0	4.55	98800	0.685	3.8
43	22	0	0	3.8	98800	0.695	3
43	23	0	0	3	98800	0.71	2.75
45	24	0	0	-5.4	98800	0.97	6.7
45	1	0	0	-5.4	98800	0.97	7.3
45	2	0	0	-5.444	98800	0.97	7.4
45	3	0	0	-5.494	98800	0.97	7.5
45	4	0	0	-5.55	98800	0.975	6.65
45	5	0	0	-5.65	98800	0.98	5.7
45	6	0	0	-5.712	98800	0.985	5.7
45	7	0	0	-5.755	98800	0.989	6.25
45	8	10	40	-5.34	98800	0.975	7.55
45	9	125	96	-3.131	98800	0.915	8.6
45	10	118	154	-1.35	98800	0.855	9.85
45	11	158	182	-0.3	98800	0.82	10.3
45	12	209	193	0.717	98800	0.79	9.7
45	13	107	240	1.414	98800	0.775	9.35
45	14	172	182	1.65	98800	0.77	9.7
45	15	71	161	1.701	98800	0.78	11.65
45	16	92	96	1.125	98800	0.805	12.25
45	17	21	31	0.149	98800	0.845	10.65

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
45	18	0	0	-0.55	98800	0.875	9.35
45	19	0	0	-0.85	98800	0.885	9.35
45	20	0	0	-1.15	98800	0.895	9.45
45	21	0	0	-1.4	98800	0.905	8.8
45	22	0	0	-1.65	98800	0.915	8.1
45	23	0	0	-1.95	98800	0.93	7.8
46	24	0	0	-2.1	98800	0.925	7.95
46	1	0	0	-1.95	98800	0.91	8.1
46	2	0	0	-1.85	98800	0.91	7.95
46	3	0	0	-1.7	98800	0.91	7.55
46	4	0	0	-1.55	98800	0.91	6.85
46	5	0	0	-1.45	98800	0.92	6.1
46	6	0	0	-1.35	98800	0.93	5.95
46	7	0	0	-1.475	98800	0.935	6.25
46	8	22	43	0.05	98800	0.9	6.25
46	9	99	90	2.35	98800	0.82	5.85
46	10	19	169	4.052	98800	0.77	5.5
46	11	45	228	4.913	98800	0.745	5.2
46	12	34	231	5.821	98800	0.725	4.4
46	13	184	223	6.811	98800	0.7	4.4
46	14	14	196	7.432	98800	0.685	5
46	15	12	164	7.133	98800	0.7	5.2
46	16	0.999994	91	6.537	98800	0.73	5.6
46	17	0	26	5.463	98800	0.775	6.1
46	18	0	0	4.9	98800	0.805	6.4
46	19	0	0	4.7	98800	0.815	6.25
46	20	0	0	4.55	98800	0.82	5.95
46	21	0	0	4.4	98800	0.825	5.95
46	22	0	0	4.2	98800	0.835	6.55
46	23	0	0	4.008	98800	0.845	6.85
46	24	0	0	-0.65	98800	0.905	3.1
67	1	0	0	-2.378	98800	0.865	5.95
67	2	0	0	-2.597	98800	0.87	5.3
67	3	0	0	-2.85	98800	0.875	5.75
67	4	0	0	-3.1	98800	0.885	5.75
67	5	0	0	-3.35	98800	0.9	4.6
67	6	0	0	-3.605	98800	0.915	3.4
67	7	0	0	-3.864	98800	0.93	2.4
67	8	2	24	-3.775	98800	0.93	2.1
67	9	19	88	-2.9	98800	0.9	2.4

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
67	10	147	140	-1.15	98800	0.84	2.25
67	11	306	139	0.95	98800	0.755	1.75
67	12	287	204	2.863	98800	0.68	2.5
67	13	316	220	4.1	98800	0.625	3.5
67	14	491	130	5.3	98800	0.58	3.7
67	15	463	111	6.339	98800	0.55	3.7
67	16	273	148	6.766	98800	0.54	3.9
67	17	92	136	6.386	98800	0.555	4.25
67	18	20	76	5.318	98800	0.595	4.95
67	19	0	0	3.958	98800	0.645	4.4
67	20	0	0	2.91	98800	0.685	3
67	21	0	0	2.305	98800	0.71	3.4
67	22	0	0	1.65	98800	0.73	4.4
67	23	0	0	0.998	98800	0.75	4
67	24	0	0	0.346	98800	0.765	3.7
68	1	0	0	-0.25	98800	0.775	3.7
68	2	0	0	-0.8	98800	0.79	3
68	3	0	0	-1.4	98800	0.81	3.2
68	4	0	0	-2	98800	0.835	3.05
68	5	0	0	-2.6	98800	0.865	2.2
68	6	0	0	-3.2	98800	0.895	2.2
68	7	0	0	-3.8	98800	0.93	2.85
68	8	4.00001	26	-3.837	98800	0.94	2.55
68	9	6	85	-2.75	98800	0.92	1.65
68	10	143	145	-1.306	98800	0.865	1.6
68	11	264	158	1.089	98800	0.78	1.9
68	12	264	223	2.973	98800	0.71	2.2
68	13	392	191	4.613	98800	0.655	2.35
68	14	447	156	6.094	98800	0.61	3.25
68	15	318	178	6.906	98800	0.585	4.6
68	16	305	122	7.245	98800	0.585	6.25
68	17	211	99	7.167	98800	0.605	6.7
68	18	40	73	6.249	98800	0.65	5.75
68	19	0	14	4.67	98800	0.715	4.95
68	20	0	0	3.85	98800	0.76	4.25
68	21	0	0	3.55	98800	0.78	3.4
68	22	0	0	3.25	98800	0.795	2.4
68	23	0	0	2.908	98800	0.81	1.95
68	24	0	0	2.529	98800	0.825	1.55
69	1	0	0	2.346	98800	0.815	1.3

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
69	2	0	0	2.192	98800	0.805	1.4
69	3	0	0	2.05	98800	0.815	1.35
69	4	0	0	1.95	98800	0.83	1.15
69	5	0	0	1.85	98800	0.85	1.1
69	6	0	0	1.71	98800	0.885	1.1
69	7	0	0	1.533	98800	0.915	1.05
69	8	0	11	1.606	98800	0.92	1.15
69	9	1	83	2.396	98800	0.895	1.05
69	10	64	168	4.103	98800	0.83	0.7
69	11	16	203	5.707	98800	0.77	0.5
69	12	0	118	5.926	98800	0.75	0.45
69	13	4.99998	219	6.151	98800	0.735	0.4
69	14	5.99999	224	6.615	98800	0.71	0.3
69	15	0	153	6.811	98800	0.7	0.25
69	16	47	221	6.991	98800	0.695	0.25
69	17	35	151	7.35	98800	0.695	0.2
69	18	0	36	6.984	98800	0.715	0.2
69	19	0	4	6.166	98800	0.75	0.15
69	20	0	0	5.55	98800	0.78	0.1
69	21	0	0	5.05	98800	0.8	0.2
69	22	0	0	4.55	98800	0.815	0.2
69	23	0	0	4.05	98800	0.825	0.3
69	24	0	0	3.55	98800	0.835	0.4
305	1	0	0	-0.421	98800	0.925	3.4
305	2	0	0	-0.504	98800	0.92	3.25
305	3	0	0	-0.552	98800	0.92	2.65
305	4	0	0	-0.6	98800	0.925	2.65
305	5	0	0	-0.65	98800	0.935	2.95
305	6	0	0	-0.702	98800	0.955	4.05
305	7	0	0	-0.75	98800	0.975	6.05
305	8	0	0	-0.772	98800	0.975	6.8
305	9	0	9	-0.613	98800	0.965	7.15
305	10	0	60	0.043	98800	0.94	6.25
305	11	0	113	1.199	98800	0.895	4.7
305	12	0	100	2.104	98800	0.86	4.35
305	13	48	216	3.306	98800	0.81	3.4
305	14	11	186	4.677	98800	0.755	2.8
305	15	42	165	5.539	98800	0.725	2.5
305	16	0	58	5.646	98800	0.72	1.95
305	17	0	26	4.929	98800	0.735	1.65

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
305	18	0	0	4.35	98800	0.75	1.45
305	19	0	0	3.85	98800	0.765	1.35
305	20	0	0	3.35	98800	0.77	1.5
305	21	0	0	2.9	98800	0.775	1.6
305	22	0	0	2.45	98800	0.785	1.2
305	23	0	0	1.95	98800	0.795	0.95
305	24	0	0	1.45	98800	0.805	1.4
306	1	0	0	0.888	98800	0.82	1.7
306	2	0	0	0.1	98800	0.84	1.85
306	3	0	0	-0.7	98800	0.865	2.55
306	4	0	0	-1.5	98800	0.895	2.5
306	5	0	0	-2.3	98800	0.92	1.9
306	6	0	0	-3.1	98800	0.945	1.6
306	7	0	0	-3.9	98800	0.975	1.25
306	8	0	0	-4.66	98800	0.989	1.15
306	9	47	57	-3.085	98800	0.95	1.5
306	10	138	82	-0.316	98800	0.855	2.2
306	11	272	105	2.795	98800	0.745	2.5
306	12	292	118	5.776	98800	0.65	2.2
306	13	229	172	7.711	98800	0.59	2.5
306	14	89	207	8.51	98800	0.57	3.4
306	15	118	152	8.675	98800	0.575	3.85
306	16	24	112	8.125	98800	0.6	4.85
306	17	0	45	6.431	98800	0.65	6.1
306	18	0	0	5.45	98800	0.69	5.4
306	19	0	0	4.95	98800	0.71	4.3
306	20	0	0	4.45	98800	0.73	4.8
306	21	0	0	3.95	98800	0.75	5.5
306	22	0	0	3.45	98800	0.77	5.9
306	23	0	0	2.994	98800	0.79	6.95
306	24	0	0	2.55	98800	0.81	6.75
332	1	0	0	-0.85	98800	0.825	1.6
332	2	0	0	-1.35	98800	0.84	1.75
332	3	0	0	-1.8	98800	0.855	1.75
332	4	0	0	-2.25	98800	0.865	1.45
332	5	0	0	-2.75	98800	0.88	1.3
332	6	0	0	-3.25	98800	0.9	1.5
332	7	0	0	-3.712	98800	0.92	2.1
332	8	0	0	-4.167	98800	0.94	2.35
332	9	1.99999	25	-4.069	98800	0.93	1.95

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
332	10	37	71	-2.381	98800	0.875	1.85
332	11	9.99998	120	-1.195	98800	0.83	2.1
332	12	18	155	-0.345	98800	0.805	2.2
332	13	40	167	0.504	98800	0.775	2.2
332	14	135	132	1.345	98800	0.745	2.2
332	15	93	116	2.148	98800	0.725	2.95
332	16	0	56	1.679	98800	0.735	3.4
332	17	0	18	0.617	98800	0.77	2.8
332	18	0	0	0.05	98800	0.8	2.05
332	19	0	0	-0.25	98800	0.815	1.8
332	20	0	0	-0.55	98800	0.825	1.85
332	21	0	0	-0.9	98800	0.83	1.5
332	22	0	0	-1.25	98800	0.835	1.05
332	23	0	0	-1.55	98800	0.845	0.8
332	24	0	0	-1.85	98800	0.855	0.9
333	1	0	0	-2.15	98800	0.865	0.9
333	2	0	0	-2.45	98800	0.875	0.9
333	3	0	0	-2.8	98800	0.885	1.2
333	4	0	0	-3.15	98800	0.9	1.5
333	5	0	0	-3.45	98800	0.915	1.75
333	6	0	0	-3.75	98800	0.93	1.8
333	7	0	0	-4.05	98800	0.945	1.8
333	8	0	0	-4.405	98800	0.96	2.05
333	9	4	26	-4.231	98800	0.98	2.5
333	10	66	81	-2.065	98800	0.95	2.8
333	11	69	121	-0.194	98800	0.885	2.5
333	12	190	115	1.472	98800	0.83	1.75
333	13	156	128	3.013	98800	0.79	1.15
333	14	127	124	3.643	98800	0.775	0.85
333	15	115	91	3.875	98800	0.775	1
333	16	31	74	3.447	98800	0.805	1.25
333	17	0	6	2.021	98800	0.865	0.95
333	18	0	0	1.35	98800	0.9	0.7
333	19	0	0	1.25	98800	0.905	0.65
333	20	0	0	1.194	98800	0.915	0.55
333	21	0	0	1.15	98800	0.92	0.55
333	22	0	0	1.106	98800	0.925	0.65
333	23	0	0	1.05	98800	0.935	0.6
333	24	0	0	0.937	98800	0.94	0.6
334	1	0	0	0.937	98800	0.935	0.85

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
334	2	0	0	1.05	98800	0.95	0.95
334	3	0	0	1.15	98800	0.96	0.75
334	4	0	0	1.25	98800	0.945	0.45
334	5	0	0	1.35	98800	0.935	0.6
334	6	0	0	1.45	98800	0.925	0.95
334	7	0	0	1.55	98800	0.915	0.85
334	8	0	0	1.65	98800	0.905	0.65
334	9	0	16.3687	2.275	98800	0.87	0.75
334	10	0	32.4836	3.048	98800	0.835	1
334	11	0	95.4205	3.784	98800	0.8	1.35
334	12	8.08706	142.116	5.218	98800	0.745	1.6
334	13	0	63.952	5.65	98800	0.72	1.45
334	14	0	63.952	5.55	98800	0.72	1.15
334	15	0	39.5893	5.365	98800	0.73	1
334	16	0	53.8009	5.16	98800	0.735	1
334	17	0	21.3173	4.9	98800	0.735	1.05
334	18	0	0	4.55	98800	0.745	1.4
334	19	0	0	4.25	98800	0.75	1.65
334	20	0	0	3.95	98800	0.755	1.25
334	21	0	0	3.65	98800	0.76	0.8
334	22	0	0	3.3	98800	0.76	0.6
334	23	0	0	2.95	98800	0.76	0.7
334	24	0	0	2.675	98800	0.765	1.05
336	1	0	0	2.467	98800	0.96	4.3
336	2	0	0	2.802	98800	0.925	4.3
336	3	0	0	3.144	98800	0.915	4.05
336	4	0	0	3.5	98800	0.91	3.65
336	5	0	0	3.9	98800	0.91	3.5
336	6	0	0	4.256	98800	0.94	3.3
336	7	0	0	4.596	98800	0.965	3.3
336	8	0	0	4.951	98800	0.955	3.15
336	9	0	16	5.447	98800	0.93	2.5
336	10	11	67	6.828	98800	0.875	1.9
336	11	0	89	8.044	98800	0.825	1.6
336	12	0	104	8.698	98800	0.8	1.25
336	13	1	131	9.347	98800	0.78	0.75
336	14	0	121	9.977	98800	0.76	0.5
336	15	0	61	10.031	98800	0.76	0.4
336	16	0	24	9.5	98800	0.785	0.65
336	17	0	2	8.875	98800	0.81	0.9

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne- ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne- ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
336	18	0	0	8.475	98800	0.825	0.75
336	19	0	0	8.3	98800	0.83	0.65
336	20	0	0	8.144	98800	0.835	0.7
336	21	0	0	8	98800	0.84	0.8
336	22	0	0	7.85	98800	0.84	0.9
336	23	0	0	7.704	98800	0.84	1
336	24	0	0	7.565	98800	0.845	0.9
340	1	0	0	1.35	98800	0.895	1.95
340	2	0	0	1.25	98800	0.89	1.8
340	3	0	0	1.2	98800	0.895	1.8
340	4	0	0	1.15	98800	0.905	1.8
340	5	0	0	1.05	98800	0.91	2.15
340	6	0	0	0.95	98800	0.925	2.6
340	7	0	0	0.85	98800	0.94	2.55
340	8	0	0	0.775	98800	0.945	2.5
340	9	0	6	0.91	98800	0.945	3
340	10	0	24	1.333	98800	0.93	4.2
340	11	0	57	1.918	98800	0.9	4.35
340	12	5	128	2.914	98800	0.855	3.9
340	13	0	101	3.787	98800	0.82	4.3
340	14	0	88	4.263	98800	0.805	4.6
340	15	0	24	4.05	98800	0.81	4.45
340	16	0	12	3.55	98800	0.83	4.3
340	17	0	7	3.062	98800	0.845	4.3
340	18	0	0	2.8	98800	0.855	3.9
340	19	0	0	2.6	98800	0.86	3.15
340	20	0	0	2.4	98800	0.86	2.5
340	21	0	0	2.2	98800	0.865	2.25
340	22	0	0	2	98800	0.87	2.25
340	23	0	0	1.758	98800	0.87	2.25
340	24	0	0	1.517	98800	0.87	2.15
343	1	0	0	0.175	98800	0.975	0.75
343	2	0	0	0.3	98800	0.96	0.6
343	3	0	0	0.45	98800	0.96	0.6
343	4	0	0	0.55	98800	0.955	0.6
343	5	0	0	0.65	98800	0.95	0.7
343	6	0	0	0.75	98800	0.965	0.85
343	7	0	0	0.894	98800	0.985	0.8
343	8	0	0	1.053	98800	0.98	0.55
343	9	0	3	1.153	98800	0.965	0.75

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
343	10	0	21	1.55	98800	0.945	1.15
343	11	0	34	2.05	98800	0.915	1.1
343	12	0	111	2.921	98800	0.865	0.75
343	13	0	66	3.754	98800	0.82	0.75
343	14	6.99999	135	4.35	98800	0.785	0.8
343	15	9	105	5.15	98800	0.75	0.65
343	16	0	11	4.95	98800	0.745	0.5
343	17	0	12	4.45	98800	0.755	0.55
343	18	0	0	4.025	98800	0.76	0.9
343	19	0	0	3.75	98800	0.76	1.2
343	20	0	0	3.45	98800	0.76	1.25
343	21	0	0	3.15	98800	0.76	1.1
343	22	0	0	2.85	98800	0.76	1.1
343	23	0	0	2.59	98800	0.755	0.95
343	24	0	0	2.423	98800	0.75	0.9
345	1	0	0	-1.737	98800	0.93	2.7
345	2	0	0	-1.65	98800	0.92	2.85
345	3	0	0	-1.55	98800	0.915	3.2
345	4	0	0	-1.45	98800	0.91	3.4
345	5	0	0	-1.35	98800	0.915	3.4
345	6	0	0	-1.25	98800	0.93	3.1
345	7	0	0	-1.15	98800	0.945	2.75
345	8	0	0	-1.05	98800	0.945	2.7
345	9	0	11	-0.724	98800	0.92	3.05
345	10	8.00001	59	0.403	98800	0.855	3.65
345	11	77	103	2.774	98800	0.75	3.65
345	12	196	97	5.651	98800	0.63	3.3
345	13	271	79	8.423	98800	0.53	3.2
345	14	233	93	10.535	98800	0.47	3.3
345	15	119	87	11.321	98800	0.445	4.2
345	16	74	52	10.835	98800	0.445	5
345	17	5.00001	27	9.434	98800	0.47	5.1
345	18	0	0	8.397	98800	0.495	5.1
345	19	0	0	7.75	98800	0.51	5
345	20	0	0	7.05	98800	0.525	5.15
345	21	0	0	6.4	98800	0.535	5.4
345	22	0	0	5.75	98800	0.545	5.5
345	23	0	0	5.05	98800	0.555	6
345	24	0	0	4.45	98800	0.565	6.5
347	1	0	0	0.4	98800	0.845	5.75

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
347	2	0	0	0.6	98800	0.82	5.9
347	3	0	0	0.8	98800	0.82	6.2
347	4	0	0	1	98800	0.82	6.3
347	5	0	0	1.2	98800	0.825	6.6
347	6	0	0	1.4	98800	0.86	6.6
347	7	0	0	1.641	98800	0.89	6.5
347	8	0	0	1.904	98800	0.89	6.7
347	9	0	9	2.203	98800	0.885	7.55
347	10	0	49	2.926	98800	0.86	9.35
347	11	52	105	4.739	98800	0.795	10.65
347	12	43	141	6.655	98800	0.72	11.55
347	13	146	131	8.353	98800	0.66	12.2
347	14	65	138	9.928	98800	0.625	11
347	15	0	85	9.675	98800	0.635	9.4
347	16	0.999994	62	8.902	98800	0.665	9
347	17	0	23	7.961	98800	0.705	8.3
347	18	0	0	7.55	98800	0.73	7.35
347	19	0	0	7.45	98800	0.735	7.1
347	20	0	0	7.35	98800	0.745	7.7
347	21	0	0	7.2	98800	0.75	8.65
347	22	0	0	7.05	98800	0.755	9.15
347	23	0	0	6.95	98800	0.76	8.45
347	24	0	0	6.869	98800	0.765	8.1
355	1	0	0	0.2	98800	0.989	1.25
355	2	0	0	0.638	98800	0.97	1.65
355	3	0	0	1.15	98800	0.95	1.75
355	4	0	0	1.65	98800	0.935	1.8
355	5	0	0	2.15	98800	0.925	1.7
355	6	0	0	2.65	98800	0.94	1.55
355	7	0	0	3.15	98800	0.945	1.65
355	8	0	0	3.65	98800	0.915	1.6
355	9	0	0	3.95	98800	0.895	1.4
355	10	0	39	4.593	98800	0.865	1.55
355	11	0	43	5.467	98800	0.825	1.75
355	12	0	51	5.89	98800	0.8	1.65
355	13	0	84	6.393	98800	0.775	2.1
355	14	0	94	6.963	98800	0.745	2.25
355	15	0	65	7.388	98800	0.725	1.6
355	16	0	13	7.208	98800	0.725	1.45
355	17	0	13	6.836	98800	0.73	1.7

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
355	18	0	0	6.6	98800	0.73	1.45
355	19	0	0	6.4	98800	0.73	1.3
355	20	0	0	6.2	98800	0.725	1.4
355	21	0	0	6	98800	0.72	1.3
355	22	0	0	5.8	98800	0.72	1.25
355	23	0	0	5.6	98800	0.715	1.45
355	24	0	0	5.4	98800	0.71	1.65
357	1	0	0	-3.704	98800	0.87	1.45
357	2	0	0	-4.158	98800	0.875	1.45
357	3	0	0	-4.6	98800	0.88	1.25
357	4	0	0	-5	98800	0.885	1.15
357	5	0	0	-5.4	98800	0.895	1.1
357	6	0	0	-5.8	98800	0.905	1.1
357	7	0	0	-6.24	98800	0.915	1.1
357	8	0	0	-6.715	98800	0.93	0.9
357	9	0	0	-7.054	98800	0.94	0.45
357	10	3	52	-6.091	98800	0.9	0.15
357	11	8	101	-4.499	98800	0.825	0.05
357	12	17	137	-2.925	98800	0.755	0.15
357	13	7.99999	133	-1.819	98800	0.705	0.6
357	14	81	143	-0.858	98800	0.665	0.9
357	15	139	101	0.36	98800	0.62	0.9
357	16	36	71	0.89	98800	0.605	0.9
357	17	0	24	-0.05	98800	0.63	0.9
357	18	0	0	-0.8	98800	0.655	0.65
357	19	0	0	-1.2	98800	0.665	0.45
357	20	0	0	-1.6	98800	0.675	0.5
357	21	0	0	-2	98800	0.685	0.5
357	22	0	0	-2.45	98800	0.695	0.7
357	23	0	0	-2.9	98800	0.705	0.75
357	24	0	0	-3.3	98800	0.715	0.55
358	1	0	0	-3.725	98800	0.725	0.85
358	2	0	0	-4.3	98800	0.74	1.45
358	3	0	0	-4.9	98800	0.76	1.55
358	4	0	0	-5.5	98800	0.78	1.85
358	5	0	0	-6.1	98800	0.805	2.25
358	6	0	0	-6.65	98800	0.835	2.5
358	7	0	0	-7.2	98800	0.865	2.85
358	8	0	0	-7.8	98800	0.895	2.45
358	9	0	0	-8.294	98800	0.92	1.85

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
358	10	9	52	-7.633	98800	0.905	1.85
358	11	1.99999	90	-6.594	98800	0.865	2
358	12	0	85	-6.147	98800	0.85	2
358	13	0	120	-5.814	98800	0.84	2.1
358	14	79	144	-5.061	98800	0.81	2.25
358	15	11	107	-4.575	98800	0.795	2.3
358	16	29	69	-4.63	98800	0.8	2.1
358	17	0	6	-5.09	98800	0.825	1.95
358	18	0	0	-5.65	98800	0.855	2.4
358	19	0	0	-5.95	98800	0.87	2.4
358	20	0	0	-6.3	98800	0.885	1.95
358	21	0	0	-6.65	98800	0.895	1.75
358	22	0	0	-6.95	98800	0.91	1.65
358	23	0	0	-7.25	98800	0.925	1.55
358	24	0	0	-7.569	98800	0.935	1.25
359	1	0	0	-7.719	98800	0.935	0.85
359	2	0	0	-7.7	98800	0.925	0.55
359	3	0	0	-7.65	98800	0.92	0.45
359	4	0	0	-7.6	98800	0.92	0.65
359	5	0	0	-7.6	98800	0.925	0.8
359	6	0	0	-7.6	98800	0.935	0.65
359	7	0	0	-7.55	98800	0.945	0.65
359	8	0	0	-7.5	98800	0.95	0.95
359	9	0	0	-7.5	98800	0.955	1.15
359	10	21	53	-6.825	98800	0.92	1.2
359	11	66	87	-4.8	98800	0.84	1.6
359	12	37	132	-3.288	98800	0.78	1.5
359	13	155	144	-1.692	98800	0.72	1.2
359	14	5.00001	124	-0.981	98800	0.685	1.2
359	15	10	114	-1.142	98800	0.7	1.05
359	16	20	72	-1.39	98800	0.72	0.85
359	17	0	21	-2.18	98800	0.75	0.95
359	18	0	0	-2.776	98800	0.78	1.55
359	19	0	0	-2.996	98800	0.795	1.65
359	20	0	0	-3.256	98800	0.805	1.55
359	21	0	0	-3.5	98800	0.815	1.7
359	22	0	0	-3.7	98800	0.82	1.85
359	23	0	0	-3.944	98800	0.825	2.1
359	24	0	0	-4.2	98800	0.835	2.1
360	1	0	0	-4.456	98800	0.84	2.1

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
360	2	0	0	-4.7	98800	0.845	2.55
360	3	0	0	-4.9	98800	0.855	2.7
360	4	0	0	-5.1	98800	0.865	2.9
360	5	0	0	-5.3	98800	0.88	3.2
360	6	0	0	-5.5	98800	0.905	3
360	7	0	0	-5.7	98800	0.93	2.55
360	8	0	0	-5.9	98800	0.95	1.9
360	9	0	0	-6.075	98800	0.965	1.6
360	10	8	51	-5.405	98800	0.935	1.9
360	11	60	100	-3.338	98800	0.85	2.25
360	12	186	112	-0.778	98800	0.74	2.15
360	13	65	147	1.344	98800	0.665	2.15
360	14	2	123	1.35	98800	0.66	2.3
360	15	10	115	1.196	98800	0.675	2.3
360	16	0	43	0.668	98800	0.705	2.6
360	17	0	2	-0.624	98800	0.755	3
360	18	0	0	-1.15	98800	0.785	3
360	19	0	0	-1.25	98800	0.795	2.9
360	20	0	0	-1.4	98800	0.8	2.6
360	21	0	0	-1.55	98800	0.8	2.3
360	22	0	0	-1.65	98800	0.805	2.15
360	23	0	0	-1.792	98800	0.81	2.3
360	24	0	0	-1.946	98800	0.815	2.75
361	1	0	0	-2.146	98800	0.815	2.9
361	2	0	0	-2.392	98800	0.815	2.7
361	3	0	0	-2.65	98800	0.83	2.9
361	4	0	0	-2.95	98800	0.85	3.1
361	5	0	0	-3.25	98800	0.87	3.2
361	6	0	0	-3.5	98800	0.895	3.75
361	7	0	0	-3.75	98800	0.925	3.9
361	8	0	0	-4.05	98800	0.955	3.55
361	9	0	0	-4.288	98800	0.98	3.4
361	10	0	30	-3.877	98800	0.975	3.65
361	11	0	78	-2.832	98800	0.94	4.05
361	12	0	103	-1.878	98800	0.905	4.15
361	13	0	122	-1.15	98800	0.88	3.55
361	14	5.99999	139	-0.45	98800	0.86	2.65
361	15	5.99999	105	0.148	98800	0.85	1.95
361	16	0	4	-0.321	98800	0.875	1.65
361	17	0	12	-1.202	98800	0.92	1.35

Annexe III

J-ième jour de l'année	Heure du jour	Rayonne ment solaire direct (W/m ²)	Rayonne ment solaire diffus (W/m ²)	Températ- ure extérieure (°C)	Pressions atmosphér- ique (Pa)	Humidité relative	Vitesse du vent (m/s)
361	18	0	0	-1.35	98800	0.94	1.05
361	19	0	0	-1.25	98800	0.94	1.2
361	20	0	0	-1.15	98800	0.94	1.35
361	21	0	0	-1.05	98800	0.935	1.65
361	22	0	0	-0.95	98800	0.93	2.25
361	23	0	0	-0.85	98800	0.93	2.55
361	24	0	0	-0.75	98800	0.925	2.85